

UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Faculdade de Ciências e Tecnologia

Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial

**SELECÇÃO DE UM REDUTOR DE ENGRENAGENS PARA UM
AGITADOR E PLANEAMENTO DAS ACÇÕES DE
MANUTENÇÃO**

Por:

Iolanda Balcky Faria

Dissertação apresentada na Faculdade de Ciências e
Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa para a obtenção
do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Professora Doutora Helena Victorovna Guitiss
Navas

(DEMI FCT – UNL)

Co-orientador: Mestre David Figueiredo Nunes Braga

(SEW – EURODRIVE PORTUGAL)

Monte de Caparica

2009

AGRADECIMENTOS

A autora agradece a disponibilidade, atenção e simpatia da Professora Doutora Helena Victorovna Guitiss Navas (Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa), do Mestre David Figueiredo Nunes Braga (SEW – EURODRIVE Portugal) e do Engenheiro João Guerreiro (SEW-EURODRIVE Portugal).

SUMÁRIO

Os redutores de engrenagens têm um amplo campo de aplicação em diversas actividades industriais. A selecção de um redutor é realizada tendo em conta a especificidade da aplicação, a intensidade de utilização prevista, a natureza e a intensidade de cargas a quais os seus componentes serão sujeitos em serviço.

A dissertação centra-se na selecção de um redutor para um agitador. A utilização de redutores em agitadores é uma das aplicações mais severas.

A dissertação também contém algumas sugestões de melhoria tendo em vista o aumento do tempo de vida útil do redutor.

A implementação de um sistema de manutenção preditiva com monitorização da condição apresenta vantagens funcionais e económicas para sistemas mecânicos rotativos.

A dissertação contém o planeamento das acções de manutenção do redutor seleccionado tanto no âmbito da manutenção preditiva com monitorização da condição, pressupondo a recolha e análise das informações dos sensores, como também com base nos resultados do cálculo da vida útil teórica dos rolamentos.

ABSTRACT

Gear units have a wide field of application in many industrial activities. The selection of a gear unit consider the requests of the application, the intensity of use, the nature and intensity of loads which its components are subjected.

This dissertation focuses on the selection of a gear unit for an agitator. The use of gear units in agitators is one of the most severe applications.

The dissertation also contains some improvement suggestions for gear units to increase its useful time life.

Implementing a predictive maintenance system alongside with monitoring condition presents functional and economic advantages to rotating mechanical systems.

The dissertation contains the planning of maintenance actions of the selected gear unit based on predictive maintenance with monitoring of the condition, on information from sensors and also on the results of bearings useful theoric lifetime.

SIMBOLOGIA

a	Factor de conversão
a_1	Factor de fiabilidade
a_2	Factor de material
a_3	Factor das condições de funcionamento
b	Largura do dentado
b_G	Parâmetro do efeito do tamanho
b_0	Coeficiente para rugosidade superficial
B	Factor de conversão
c	Distância
c_F	Constante do redutor
C	Capacidade de carga dinâmica
C_o	Capacidade de carga estática
d	Comprimento
d_1	Diâmetro primitivo do pinhão
D	Diâmetro característico do rotor do agitador
e	Distância entre os planos médios dos apoios do veio de saída do redutor
f	Distância entre a linha de acção da força F e o plano médio do apoio C
f_L	Factor de lubrificação
f_T	Factor de temperatura ambiente
f_S	Factor de serviço
$f_{s\ min}$	Factor de serviço requerido
f_1	Factor de altitude
f_2	Factor de opção de montagem
f_3	Factor de localização de instalação

f_4	Factor de ciclo de operação
F	Força actuante
F_A	Força axial
F_a	Carga axial
F_{Aa}	Carga axial admissível
F_F	Constante do redutor
F_n	Componente normal da força
F_p	Factor de pico
F_R	Carga radial
F_{Ra}	Carga radial admissível
F_t	Componente tangencial da força
F_T	Carga nominal tangencial transmitida
F_{XF}	Carga radial admissível para a flange
F_{XL}	Carga radial admissível para o rolamento
g	Aceleração gravítica
h	Medida de montagem conforme o desenho
i	Relação de transmissão do redutor
i_{ex}	Relação de transmissão exacta
i_N	Relação de transmissão do redutor
k	Expoente empírico
K_A	Factor de aplicação
K_B	Factor de espessura
$K_{F\alpha}$	Factor de distribuição de carga transversal
$K_{F\beta}$	Factor de distribuição de carga longitudinal
K_H	Factor de distribuição de carga
$K_{H\alpha}$	Factor de distribuição de carga transversal (contacto)

$K_{H\beta}$	Factor de distribuição de carga longitudinal (contacto)
K_O	Factor de sobrecarga
K_S	Factor de tamanho
K_V	Factor dinâmico
L	Distância entre a linha de acção da força F e o plano médio do apoio B
$L_{h\ min}$	Tempo de vida útil dos rolamentos em horas
L_M	Comprimento do veio do misturador
L_{na}	Tempo de vida ajustada do rolamento
L_{10h}	Vida nominal do rolamento (com 90% de fiabilidade)
m_n	Módulo real
m_t	Módulo aparente
M_B	Momento flector no rolamento B
M_O	Momento flector no ponto de aplicação da força
n	Velocidade de rotação
n_e	Velocidade de rotação da entrada do redutor
n_s	Velocidade de rotação de saída do redutor
N_e	Coefficiente característico do fluxo
p	Carga dinâmica equivalente
p_{adm}	Pressão admissível
p_{eq}	Pressão equivalente
P	Potência
P_e	Potência de entrada do redutor
$P_{e\ adm}$	Potência admissível à entrada do redutor
$P_{e\ máx}$	Potência máxima à entrada do redutor
$P_{e\ nom}$	Potência nominal à entrada do redutor
P_N	Potência nominal

P_M	Potência do motor
P_o	Carga estática equivalente
P_s	Potência de saída do redutor
$P_{s adm}$	Potência admissível à saída do redutor
P_T	Potência térmica
P_{TH}	Rácio térmico do redutor
S_H	Factor de segurança de resistência à tensão superficial no flanco do dente
S_F	Factor de segurança de resistência à tensão de flexão na raiz do dente
S_{key}	Factor de ligação
S_w	Factor de segurança contra falha de fadiga
t	Temperatura
T	Momento
T_M	Momento do motor
T_s	Binário de saída
$T_{s adm}$	Binário de saída admissível
$T_{s máx}$	Binário de saída máximo
$T_{s nom}$	Binário de saída nominal
u	Relação de transmissão de engrenagens
x	Distância entre a linha de acção da força F e plano médio do apoio B
X	Factor de carga radial
x_1	Distância entre os planos médios do apoio C e do apoio equivalente
y	Distância entre os planos médios dos apoios B e C
Y	Factor de carga axial
Y_F	Factor da forma do dente
Y_J	Factor de geometria para tensão de flexão
Y_N	Factor de durabilidade

Y_{NT}	Factor de durabilidade
Y_{RelT}	Factor de rugosidade relativa
Y_S	Factor de concentração de tensão
Y_{ST}	Factor de correcção de tensão correspondente às dimensões da engrenagem de ensaio
Y_X	Factor de dimensão
Y_Z	Factor de fiabilidade
Y_β	Factor de inclinação do ângulo de hélice
$Y_{\delta relT}$	Factor de sensibilidade relativa ao entalhe
Y_θ	Factor de temperatura
z	Medida de montagem conforme o desenho
Z_B	Factor de contacto de um par de dentes para o pinhão ou para a roda
Z_E	Factor de elasticidade
Z_H	Factor local
Z_I	Factor geométrico
Z_L	Factor do lubrificante
Z_N	Factor de durabilidade para um ciclo de tensão
Z_{NT}	Factor de durabilidade para tensões de contacto superficial
Z_R	Factor de rugosidade
Z_V	Factor de velocidade
Z_W	Factor de dureza
Z_X	Factor de tamanho
Z_β	Factor de ângulo de hélice
Z_ϵ	Factor de condução
α_0	Factor de rácio de tensão
β_{kb}	Factor para flexão

β_{kt}	Factor para a torção
μ	Viscosidade dinâmica
ρ	Massa específica
σ_b	Tensão de flexão
σ_{ba}	Tensão de flexão
σ_{bw}	Resistência de uma viga de teste com entalhe
σ_{bADK}	Tensão de flexão admissível
$\sigma_{F, lim}$	Tensão de flexão limite
σ_{FP}	Número de tensão de flexão permitida
$\sigma_{H, lim}$	Tensão superficial admissível
σ_{HP}	Tensão de contacto admissível
τ_{ta}	Tensão tangencial de flexão
τ_{tADK}	Tensão tangencial de flexão admissível
τ_t	Tensão torsional
η	Rendimento do redutor

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	16
1.1. Objectivos e Introdução.....	16
1.2. Redutores de Engrenagens.....	17
2. AGITADORES INDUSTRIAIS.....	20
2.1. Agitadores e Misturadores na Indústria.....	20
2.2. Formas de Apoio do Veio do Agitador	29
2.2.1. Configuração I.....	34
2.2.2. Configuração II.....	36
2.2.3. Configuração III	38
2.2.4. Configuração IV	40
2.3. Parâmetros Importantes na Selecção de um Agitador	41
3. SELECÇÃO DE UM REDUTOR DE ENGRENAGENS PARA UM AGITADOR.....	43
3.1 - Diagrama de Sequência para a Selecção de um Redutor	43
3.2. Fluxograma de Selecção de um Redutor para Agitador	48
3.3. Exemplo de Selecção de um Redutor para um Agitador.....	52
4. TEMPO DE VIDA ÚTIL TEÓRICO DE REDUTORES	58
4.1. Fundamentos para o Cálculo do Tempo de Vida Útil Teórico de Redutores de Engrenagens.....	58
4.2. Tempo de Vida Útil Teórico do Redutor Seleccionado	64
4.3. Pontos Críticos dos Redutores para Agitadores e Sugestões de Melhoria	65
4.4. Tempo de Vida Útil Teórico do Redutor Seleccionado Após Introdução de Uma Melhoria	66
5. TIPOS DE MANUTENÇÃO	68
5.1. Manutenção Preditiva e Monitorização da Condição.....	68
5.2. Manutenção e Monitorização da Condição de Redutores de Engrenagens.....	73
5.2.1. Sistemas de Monitorização da Condição Existentes no Mercado	74
6. PLANEAMENTO DAS ACÇÕES DE MANUTENÇÃO DO REDUTOR SELECCIONADO	80
6.1. Informações dos Sensores	80
6.2. Informações do Cálculo do Tempo de Vida Útil das Chumaceiras de Rolamento.....	81
6.3. Tabela de Instruções de Operação	81

6.4. Lubrificante do Redutor de Engrenagens	83
6.5. Acções de Planeamento do Redutor Seleccionado.....	84
7. CONCLUSÕES	86
8. BIBLIOGRAFIA	87
ANEXOS.....	92

ÍNDICE DE FIGURAS

fig. 1.1 - Sistema de elevação (GEARS-GEARBOX, 2009).....	17
fig. 1.2 - Estação de tratamento de água (GEARS-GEARBOX, 2009).....	17
fig. 2.1 - Agitador com veio horizontal (MAMEC, 2002).....	23
fig. 2.2 - Agitador com entrada por baixo (BLOCH <i>et al</i> , 1998).....	23
fig. 2.3 - Desenho básico do Agitador ou Misturador (adaptado de DICKEY <i>et al.</i> , 2003).....	24
fig. 2.4 - Classificação de rotores de acordo com o tipo de escoamento que produzem e a gama de viscosidade [adaptado de (ZLOKARNIK, 2004)].....	25
fig. 2.5 - Rotor de lâminas côncavas (CHEMINEER, 2009).....	25
fig. 2.6 - Rotor de alta eficiência (KUBERA, 2003).....	25
fig. 2.7 - Rotor dispersor de gás (CHEMINEER, 2009).....	25
fig. 2.8 - (a) Fluxo axial ou radial em tanque sem reflectores tem tendência a produzir vórtices; (b) a descentralização do rotor reduz a formação de vórtices; (c) Tanque com reflectores e fluxo axial (d) Tanque com reflectores e fluxo radial (COUPER <i>et al</i> , 2004).....	27
fig. 2.9 - (a) <i>Lip seal</i> (ZLORKANIK, 2001); (b) <i>Stuffing box</i> (CHEMINEER, 2009); (c) Vedação mecânica simples (CHEMINEER, 2009); (d) Cartucho mecânico simples (CHEMINEER, 2009); (e) <i>Split mechanical seal</i> (CHEMINEER, 2009); (f) Cartucho mecânico duplo (CHEMINEER, 2009).....	29
fig. 2.10 - Potência e Momento do Veio do Agitador em Função da Velocidade de Rotação (adaptado de SEW-EURODRIVE, 2008).....	31
fig. 2.11 - Exemplo do Acoplamento do Veio de Saída do Redutor e do Veio do Agitador.....	31
fig. 2.12 - Força radial e axial no rotor do agitador.....	33
fig. 2.13 - Veio do Agitador sem Chumaceiras de rolamento Próprias e Rigidamente Acoplado ao Redutor (adaptado de SEW-EURODRIVE, 2008).....	34
fig. 2.14 - Veio do Agitador com uma chumaceira de rolamento própria no topo e rigidamente acoplado ao veio de saída do redutor (adaptado de SEW-EURODRIVE, 2008).....	36
fig. 2.15 - Veio do Agitador com uma chumaceira de rolamento própria na extremidade inferior e rigidamente acoplado ao veio de saída do redutor (adaptado de SEW-EURODRIVE, 2008).....	38
fig. 2.16 - Veio do Agitador com dois apoios próprios e com acoplamento elástico ao veio de saída do redutor (adaptado de SEW-EURODRIVE, 2008).....	40
fig. 3.1 - Diagrama de sequência para a selecção de um redutor (adaptado de SEW-EURODRIVE, 2007).....	44
fig. 3.2 - Fluxograma para o projecto de um redutor para Agitador (adaptado de SEW-EURODRIVE, 2006).....	49
fig. 5.1 - Tipos de Manutenção (adaptado de AL-SHAYEA, 2007).....	72
fig. 5.2 - Unidade de Diagnóstico do Tempo de Vida do Lubrificante (idade do	

óleo) <i>DUO 10 A</i> ((2)SEW-EURODRIVE, 2006).....	75
fig. 5.3 - Unidade de Diagnóstico <i>DUB 10 A</i> (SEW-EURODRIVE, 2009).....	76
fig. 5.4 - Unidade de Diagnóstico de Vibrações dos Rolamentos, Motor e Engrenagens <i>DUV 10 A</i> (SEW-EURODRIVE, 2009).....	77
fig. 5.5 - Unidade de Diagnóstico de Vibrações <i>MTN410</i> (MONITRAN).....	77
fig. 5.6 - Unidade de Diagnóstico do Nível Máximo de Vibrações <i>Sentinel</i> (ENTEK/ROCKWELL).....	78
fig. 5.7 - Unidade de Diagnóstico do Aumento do Nível de vibrações <i>Easy Check</i> (FAG).....	78
fig. 6.1 - Intervalos de Mudança de Lubrificante de Redutores da Série MC em Condições Normais (SEW-EURODRIVE, 2005).....	83

ÍNDICE DE QUADROS

Quadro 3.1 – Algumas Características do Redutor da Série MC, modelo MC3PVSF (SEW-EURODRIVE, 2002).....	54
Quadro 6.1 – Acções de manutenção sistemática constante das Instruções de Operação dos redutores (SEW-EURODRIVE, 2005).....	82

1. INTRODUÇÃO

1.1. Objectivos e Introdução

A presente dissertação contém seis capítulos, encontra-se dividida em duas partes principais, a selecção de um redutor de engrenagens para um agitador e a manutenção de redutores com o respectivo planeamento.

Na secção 1.2 apresenta-se uma introdução geral aos redutores de engrenagens.

No capítulo 2 encontra-se uma introdução aos agitadores na indústria e um estudo de algumas formas de apoio do veio de agitadores. Este capítulo tem como objectivo mostrar como o apoio do veio do agitador pode influenciar a forma como as cargas actuam sobre este e sobre o redutor. Para finalizar o capítulo 2 realizou-se um resumo dos parâmetros mais importantes na selecção de um agitador.

O capítulo 3 contém dois métodos para a selecção de um redutor de engrenagens e um caso prático de selecção de um redutor para um agitador.

No capítulo 4 estuda-se o tempo de vida útil teórico de redutores de engrenagens, através da utilização de um software da SEW-EURODRIVE. Este capítulo inclui o estudo do redutor seleccionado na secção 3.3 e as melhorias que se poderiam efectuar neste redutor com a finalidade de aumentar o tempo de vida útil deste. Neste capítulo realiza-se também o cálculo do tempo de vida útil do redutor seleccionado após a introdução de melhorias. O capítulo 4 tem como objectivo comparar o tempo de vida útil do redutor antes e após a introdução de melhorias neste.

O capítulo 5 estudam-se os tipos de manutenção, com especial atenção na manutenção preditiva e monitorização da condição de equipamentos. Este capítulo tem como objectivo o estudo da manutenção e a monitorização da condição de redutores de engrenagens e apresentam-se também alguns dos sistemas de monitorização da condição existentes.

No capítulo 6 efectua-se um possível planeamento das acções de manutenção do redutor seleccionado na secção 3.3, tendo por base informações obtidas nas secções anteriores e do fabricante do redutor.

1.2. Redutores de Engrenagens

Os redutores e os motorredutores são utilizados em várias aplicações e em diversos sectores industriais, tais como, a indústria petroquímica, a produção alimentar e de bebidas, a indústria química, a indústria automóvel, a indústria farmacêutica e outras.

Os redutores são aplicados, por exemplo, em dispositivos para a elevação de contentores (fig. 1.1) e em estações de tratamento de águas residuais (fig. 1.2).

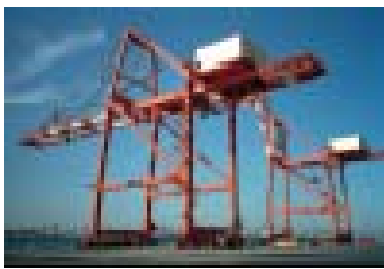


Fig. 1.1 – Sistema de elevação

(GEARS-GEARMOTORS, 2009)



Fig. 1.2 - Estação de tratamento de água

(GEARS-GEARMOTORS, 2009)

Os equipamentos constituintes dos sistemas de produção utilizados nas diversas indústrias são, geralmente, accionados por diferentes tipos de componentes motrizes (por exemplo, motores eléctricos). Essas fontes de movimento rotativo, frequentemente, fornecem características de velocidade de rotação muito acima das características necessárias à sua utilização nos diferentes processos industriais, assim surge a necessidade da aplicação de redutores de velocidade.

Os redutores de engrenagens permitem ajustar as características da fonte de rotação de acordo com a necessidade do sistema accionado, aumentando o momento, diminuindo a velocidade de rotação, com o mínimo de perdas de potência.

A transmissão por engrenagens apresenta um elevado rendimento, comparativamente com outros sistemas de transmissão mecânica.

Os sistemas de engrenamento podem apresentar-se com veios paralelos, concorrentes ou não complanares.

Os redutores podem ter vários estágios de redução. O número de estágios depende da gama de potência, gama de velocidades, relação de transmissão e especificidades da aplicação (por exemplo, limitação de espaço).

Os redutores podem conter apenas veios com movimento rotativo em torno do respectivo eixo ou conter uma combinação de veios como os anteriores e outros que, para além do movimento rotativo em torno do próprio eixo, têm também movimento planetário em torno do eixo de veios de rodas “solares”. Estes últimos designam-se por redutores planetários.

Os redutores planetários apresentam um sistema solar, constituído por rodas centrais com dentado externo ou interno, por rodas satélite e braços porta-satélites. As rodas centrais têm eixo fixo apresentando apenas movimento de rotação e as rodas satélite têm eixo móvel o que lhes permite ter movimento planetário e de rotação. O braço ou porta-satélites pode ou não possuir movimento de rotação e encarrega-se e assegura o movimento planetário do satélite.

Os sistemas planetários podem ser utilizados em sistemas de alta precisão, apresentando elevada fiabilidade. São utilizados sempre que se necessita de transmitir elevados momentos a baixas rotações.

Construtivamente, um redutor pode apresentar-se com o veio de saída horizontal e assim classifica-se como redutor horizontal. Um redutor que se apresenta com o veio de saída vertical é classifica-se por redutor vertical.

O dentado das rodas depende da posição relativa dos veios (veios paralelos, perpendiculares, oblíquos ou não complanares). Assim, as rodas podem ser cilíndricas, cónicas ou outras especiais.

Os dentes helicoidais apresentam melhores características de engrenamento que os dentes direitos, nomeadamente, a relação total de contacto superior, ou seja, mais pares de dentes em contacto durante o engrenamento. Portanto, os dentes helicoidais apresentam choques menos intensos, maior constância do engrenamento, tornando-os mais silencioso. Os dentes helicoidais permitem a transmissão de potência elevada, velocidades de rotação maiores, relações de transmissão elevadas e apresentam maior rendimento.

Os redutores e motorredutores de engrenagens caracterizam-se pela baixa relação peso/potência, sendo a transmissão de forças realizada com escorregamento reduzido e

garantindo a precisão cinemática e a segurança operacional. Apresentam longa vida útil e reduzida necessidade de manutenção (SEW-EURODRIVE, 2006).

2. AGITADORES INDUSTRIAIS

2.1. Agitadores e Misturadores na Indústria

Misturar consiste no envolvimento de substâncias, tem como finalidade aumentar a homogeneidade da mistura, obter produtos com novas propriedades que geralmente os reagentes não possuem e proporcionar um maior controlo da reacção química (COULSON *et al*, 1968).

Na mistura de substâncias homogéneas pode-se obter uma mistura homogénea à escala molecular, apenas quando utilizamos gases ou líquidos miscíveis. Nos sistemas heterogéneos a operação de mistura cria a maior área de contacto possível entre as substâncias. A injeção de líquidos em gases, a dispersão de gases em líquidos e a mistura de pastas e sólidos granulares são exemplos de alguns sistemas heterogéneos. Quando a fase predominante da mistura é a líquida, então a operação de mistura deve chamar-se agitação (ZLOKARNIK, 2004).

A agitação é utilizada em diversas aplicações tais como a homogeneização, a intensificação da transferência de calor, a suspensão do sólido no líquido, a dispersão de dois líquidos imiscíveis ou a dispersão do gás no líquido (ANDERSEN *et al.*, 1982).

A homogeneização consiste na uniformização de vários líquidos miscíveis, na eliminação da concentração e dos gradientes de temperatura. Para a dissolução de partículas sólidas no líquido, o processo de agitação mecânica deve formar uma suspensão de partículas com a finalidade de criar a maior área de contacto possível. A intensificação da transferência de calor ocorre, geralmente, durante a agitação de líquidos com elevada viscosidade. Esta reacção reduz a camada limite nas paredes do tanque de mistura e aumenta o movimento do líquido. A dispersão é o processo de agitação no qual duas substâncias imiscíveis se misturam de forma que a de menor volume se disperse na de maior volume (ZLOKARNIK, 2004).

Os processos de agitação ou mistura dependem da viscosidade no caso dos líquidos, da densidade e da morfologia no caso dos sólidos, ocorrendo desde regimes laminares até regimes turbulentos.

As propriedades dos fluidos, o tipo de rotor do equipamento, o tamanho do tanque e outras características determinam qual deverá ser a intensidade da operação de mistura ou agitação para alcançar a uniformidade (DICKY *et al*, 2003).

Os processos de mistura e agitação são frequentemente realizados por agitadores e misturadores mecânicos. Os agitadores de grande porte são utilizados para agitação de líquidos móveis, as unidades mais pequenas apresentam maior capacidade de dispersão (COULSON *et al*, 1968).

Os agitadores e misturadores têm grande importância pois estão presentes em várias indústrias, nos ciclos produtivos de muitos produtos, originam reacções químicas desejadas e influenciam a qualidade do produto.

Seguidamente exemplificam-se algumas das aplicações dos agitadores e misturadores em várias indústrias.

As estações de tratamento de águas residuais realizam a admissão e o tratamento de esgotos ou de águas residuais produzidas pela população. Neste processo de tratamento de águas procede-se à filtração das águas, a tratamentos de desarenagem e remoção de gorduras, a acções de separação da parte líquida e sólida, à adição de substâncias que aceleram a agregação de partículas e à decantação da água.

Posteriormente efectua-se o tratamento biológico em tanques de arejamento, que consiste na adição de oxigénio e microrganismos que ajudam a decompor as impurezas restantes das águas residuais. Depois realiza-se a desinfecção de águas residuais (ETAR, 2003). O processo de arejamento é efectuado por arejadores que contêm agitadores.

A indústria agroquímica recorre, por vezes, a equipamentos de mistura ou agitação, para a produção de alguns pesticidas. Na produção de pesticidas realiza-se a pré-mistura que é constituída por uma base líquida, um agente de dispersão, ingredientes activos e outros aditivos. Em seguida a pré-mistura é moída até as partículas atingirem o tamanho desejado e efectua-se a secagem ((1)SILVERSON, 2009).

A indústria de produção de pigmentos de tintas utiliza processos de emulsificação e dispersão de fluidos com elevada viscosidade.

Na indústria alimentar o leite é submetido a um processo de homogeneização (ZLORKANIK, 2004).

A produção de xarope para a tosse na indústria farmacêutica constitui um exemplo onde se utilizam agitadores. O processo de produção de xarope para a tosse inclui a dissolução dos açúcares, a hidratação dos ingredientes em pó, a mistura de ingredientes com viscosidades diferentes e a suspensão ou dissolução dos ingredientes activos. O objectivo final é obter um produto sem aglomerações e homogéneo ((2)SILVERSON, 2009).

Os fermentos viscosos fazem parte da composição de alguns antibióticos, então para a indústria de fermentação e cultura de células torna-se importante a utilização de misturadores para que a fermentação ocorra de forma eficiente (ATIEMO-OBENG *et al*, 2004).

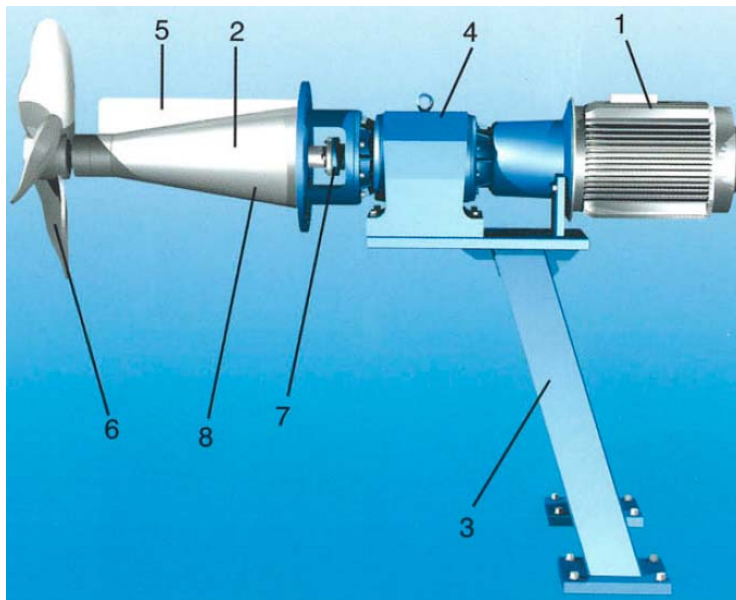
A goma xantana é um polissacarídeo muito utilizado na indústria alimentar como estabilizador de emulsões e suspensões. Na indústria química este produto é aplicado em adesivos, lubrificantes, papel, rações e outros. Geralmente a goma xantana é dispersada com água, óleos, álcoois ou glicóis. Por vezes efectua-se uma pré-mistura da goma xantana com substâncias em pó anti-aglomorantes. Para a pré-mistura é necessário utilizar um equipamento de mistura e para a dispersão equipamento de agitação ((4) SILVERSON, 2009).

Na produção de pasta de dentes são utilizados processos de mistura e agitação. A base líquida que contém água, sorbitol ou glicerina e a dispersão dos ingredientes activos, dos adoçantes e conservantes são obtidas por processos de agitação. A substância abrasiva é pré-misturada com água e depois é adicionada à base líquida, tal como, o corante e o sabor ((3)SILVERSON, 2009).

A adaptabilidade ao processo de mistura às condições físicas é uma das principais vantagens dos equipamentos de mistura/agitação porque:

- Os diferentes tipos de agitadores e misturadores permitem a sua utilização em vários processos industriais.
- É possível utilizar os agitadores numa larga gama de velocidades; desde baixas velocidades de rotação até altas velocidades, dependendo da necessidade do processo.
- Permitem combinar rotores de agitação com outros acessórios como reflectores ou serpentinas de aquecimento ou arrefecimento.

- Possibilitam várias disposições físicas: entrada do veio pelo topo do tanque, lateral (fig. 2.1) ou por baixo (fig. 2.2), veio descentrado relativamente ao eixo de um tanque cilíndrico, sistemas de agitação a tanque aberto, agitação a tanque fechado, entre outras.



Legenda:

- 1 – Motor eléctrico
- 2 – Dispositivo de monitorização da condição (opcional)
- 3 – Suporte
- 4 – Caixa redutora
- 5 – Dispositivo para redução de vórtices
- 6 – Rotor
- 7 – Acoplamento (permite remover a caixa redutora sem que o tanque esvazie)
- 8 – Invólucro cónico

fig. 2.1 – Agitador com veio horizontal (MAMEC, 2002)

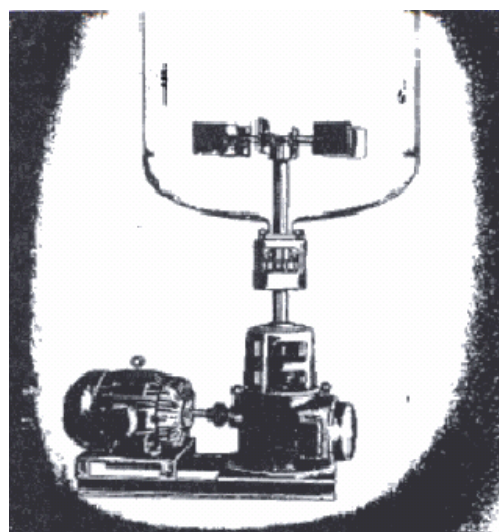


fig. 2.2 – Agitador com entrada por baixo (BLOCH *et al*, 1998)

Os agitadores são, também, sistemas fiáveis, de elevado desempenho e projectados para terem um tempo de vida longo, que pode ultrapassar 30 anos (DICKY, 2006).

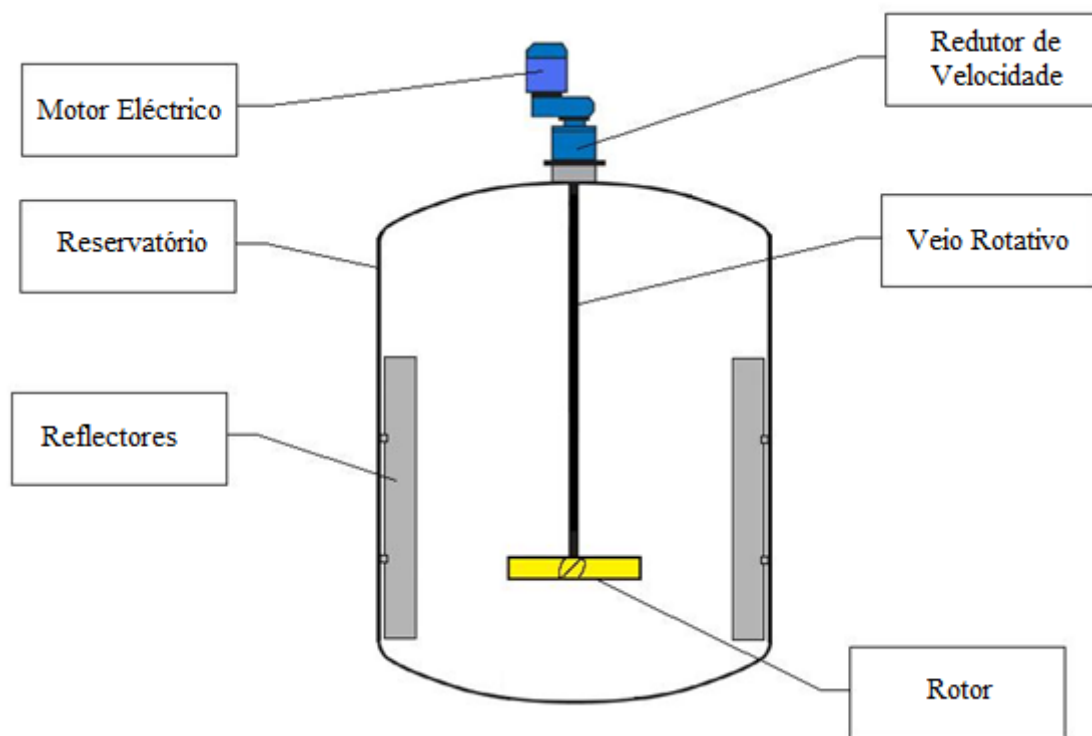


fig. 2.3 - Desenho básico do Agitador ou Misturador [adaptado de (DICKY *et al.*, 2003)]

Os agitadores e misturadores industriais possuem, geralmente, um veio com rotor, um tanque de agitação ou mistura e um sistema de accionamento, constituído por um motor eléctrico e uma caixa redutora.

O rotor tem como função transferir a energia do veio rotativo do agitador ou misturador para o meio a misturar e a sua forma influencia o processo de mistura (SEW-EURODRIVE, 2008).

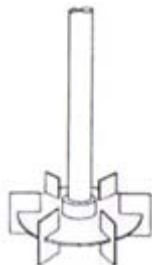








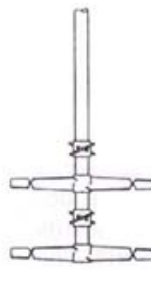
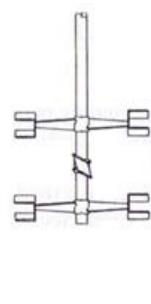

		Viscosidade do líquido, mPa . s					
		< 500		500 – 5 000		5 000 – 50 000	
Fluxo Padrão Predominante	Tangencial a Radial						
		Turbina	Impulsor	Secção de Viga	Grade	Lâmina	Âncora
Fluxo Padrão Predominante	Axial						
		Turbina lâmina inclinada	Hélice	Secção de Viga Inclinada	MIG	INTERMIG	Helicoidal

fig. 2.4 - Classificação de rotores de acordo com o tipo de escoamento que produzem e a gama de viscosidade [adaptado de (ZLOKARNIK, 2004)]



fig. 2.5 - Rotor de lâminas côncavas (CHEMINEER, 2009)



fig. 2.6 - Rotor de alta eficiência (KUBERA, 2003)



fig. 2.7 - Rotor dispersor de gás (CHEMINEER, 2009)

Existe uma grande variedade de rotores para agitadores e misturadores, tal como, diferentes operações e necessidades específicas de cada processo de agitação e mistura.

Os dispositivos de agitação podem ser agrupados de acordo com o tipo de escoamento que produzem (fig. 2.4) e com a viscosidade do meio a misturar ou agitar (ZLOKARNIK, 2004).

O rotor de turbina (fig. 2.4) é utilizado em processos de agitação de gás-líquido, dissipa grandes quantidades de energia e a sua construção permite alterar o número de lâminas de acordo com as necessidades do processo (KUBERA, 2003).

O rotor âncora (fig. 2.4) utiliza-se para pastas espessas, de elevada viscosidade e permite remover o material que tem tendência a alojar-se nas paredes do tanque de agitação (COULSON *et al*, 1968).

O rotor de lâminas côncavas (fig. 2.5) dispersa duas vezes mais gás que o rotor turbina porque a forma côncava das suas lâminas melhora o processo de dispersão de gás (KUBERA, 2003).

O rotor de alta eficiência (fig. 2.6) é indicado para operações simples de mistura ou agitação de sólidos-líquidos, suspensão de sólidos e transferência de calor. Apresenta, também, a capacidade de dispersar pequenos volumes de gás (KUBERA, 2003).

O rotor dispersor de gás (fig. 2.7) tanto é utilizado na dispersão de gás como para a suspensão de sólidos (KUBERA, 2003).

Os reflectores são dispositivos que provocam turbulência, promovem o processo de mistura ou agitação e evitam a acumulação de mistura nas paredes do tanque (ANDERSEN *et al*, 1982).

Os reflectores previnem a formação de vórtices consequentes da rotação do líquido que pode alcançar as pás de agitação e causar grandes tensões no veio rotativo, nos rolamentos e no sistema de vedação (ZLOKARNIK, 2004).

Para além de reflectores, o interior do reservatório contém outros equipamentos que controlam o comportamento da mistura, tal como, tubos de alimentação e de drenagem, termómetro e indicador de nível (ZLOKARNIK, 2004).

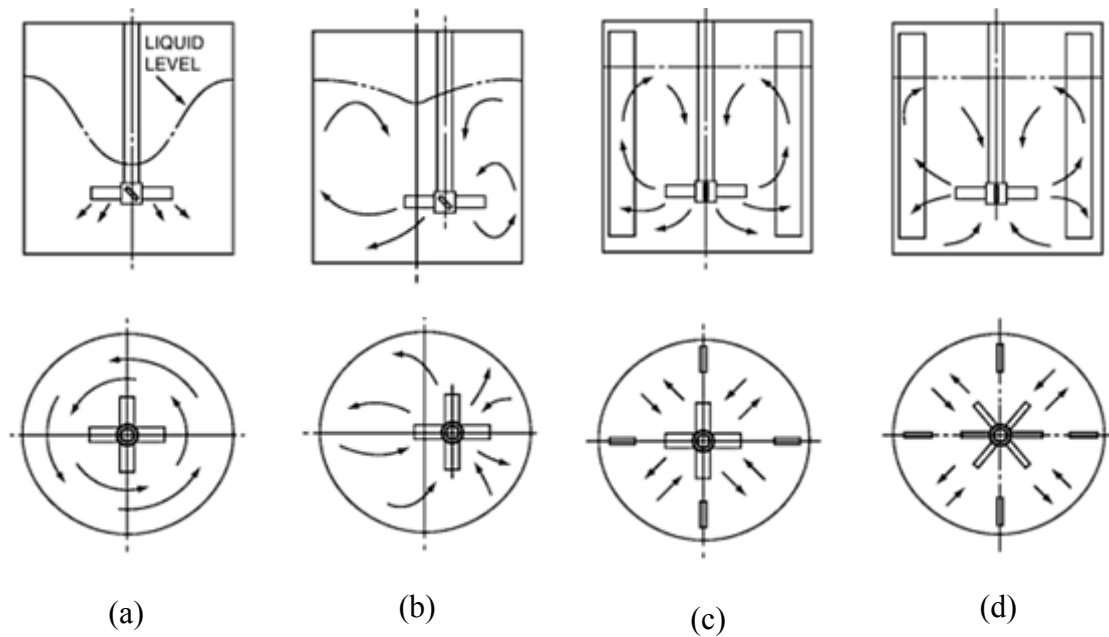


fig. 2.8 - (a) Fluxo axial ou radial em tanque sem reflectores tem tendência a produzir vórtices; (b) a descentralização do rotor reduz a formação de vórtices; (c) Tanque com reflectores e fluxo axial (d) Tanque com reflectores e fluxo radial (COUPER *et al*, 2004)

As operações de agitação ou mistura a tanque aberto são, geralmente, processos que utilizam o oxigénio do meio ambiente, por exemplo, o tratamento de águas residuais efectuado por ETARs ou o processo de suspensão do alumínio na indústria hidrometalúrgica (SEW-EURODRIVE, 2008).

Nas operações a tanque aberto, os agitadores ou misturadores não apresentam um sistema de vedação (SEW-EURODRIVE, 2008).

As operações a tanque fechado justificam-se quando no interior do tanque se encontram substâncias agressivas e quando o processo decorre a elevada pressão ou elevada temperatura (SEW-EURODRIVE, 2008).

Nas operações de agitação ou mistura a tanque fechado, o sistema de vedação torna-se num constituinte importante.

A escolha do sistema de vedação depende de factores como a velocidade de rotação do veio, a diferença de pressão do interior do tanque e do meio ambiente e a flexão a que veio se encontra sujeito. A flexão pode causar deslocamento axial do veio, entre 0.1

a 1 mm, este deslocamento depende da forma como o veio é apoiado (ZLORKARNIK, 2001) e pode danificar o sistema de vedação (SEW-EURODRIVE, 2008).

Existem várias opções de sistemas de vedação mecânicos, estes podem ter dispositivos de desactivação do sistema de vedação, podem incluir cartucho de vedação simples ou duplos ou *split seal*, dependendo da aplicação (CHEMINEER, 2009).

Os sistemas de vedação apresentados (fig. 2.9) permitem a saída do aro de suporte do veio durante a troca do sistema de vedação (CHEMINEER, 2009). Estes sistemas apresentam muitas vantagens pois o veio é removido facilmente por desaperto do conjunto de parafusos, e volta à sua posição por aperto do conjunto de parafusos, não existe necessidade de puxar o veio, através da caixa redutora ou pelos suportes do veio no tanque nem é necessário levantar ou remover a caixa redutora (CHEMINEER, 2009).

O sistema de vedação *Lip Seal* (fig. 2.9 (a)) é indicado para diferenças de pressão inferiores a 1bar, estes sistemas são utilizados em laboratórios (ZLORKARNIK, 2001).

O sistema de vedação *Stuffing Box* (fig. 2.9 (b)) não requer lubrificação (CHEMINEER, 2009).

Os sistemas de vedação mecânica simples (fig. 2.9 (c)) são utilizados para elevadas diferenças de pressões, alguns destes sistemas permitem a desmontagem e troca com o tanque cheio e sobre pressão (ZLORKARNIK, 2001).

O sistema de vedação cartucho mecânico simples (fig. 2.9 (d)) apresenta a possibilidade de troca fácil do cartucho (CHEMINEER, 2009).

O sistema *Split Mechanical Seal* (fig. 2.9 (e)) apresenta uma estrutura com duas peças que permite uma instalação e manutenção simples (CHEMINEER, 2009).

O sistema de vedação cartucho mecânico duplo (fig. 2.9 (f)) é um sistema muito fiável, têm longa vida útil e a sua manutenção é simples (CHEMINEER, 2009)

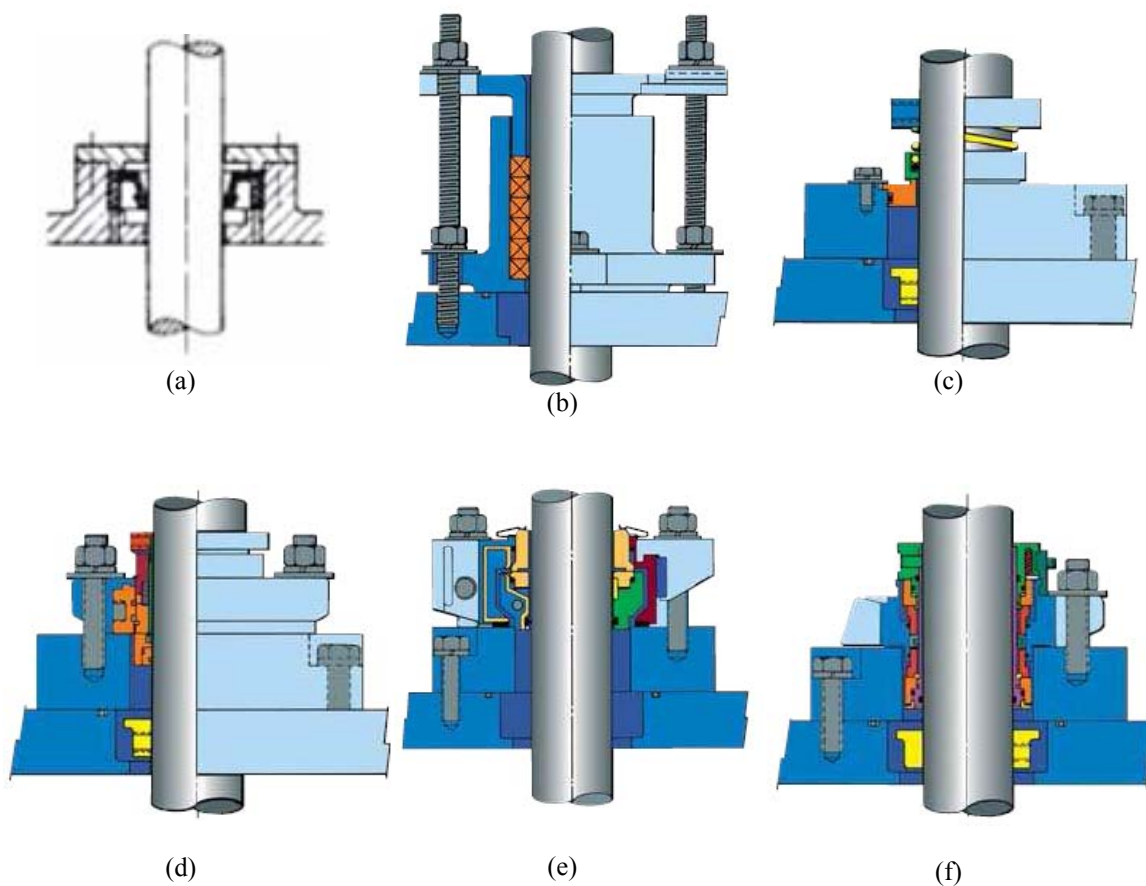


fig. 2.9 – (a) *Lip seal* (ZLORKANIK, 2001); (b) *Stuffing box* (CHEMINEER, 2009); (c) Vedação mecânica simples (CHEMINEER, 2009); (d) Cartucho mecânico simples (CHEMINEER, 2009); (e) *Split mechanical seal* (CHEMINEER, 2009); (f) Cartucho mecânico duplo (CHEMINEER, 2009)

2.2. Formas de Apoio do Veio do Agitador

Nos processos de agitação um dos parâmetros a considerar é a potência requerida.

A potência, P , pode ser expressa em termos de variáveis, tais como, o diâmetro característico do rotor do agitador, D , a densidade do meio, ρ , a velocidade de rotação do veio, n , e o coeficiente característico do escoamento, N_e .

Pela equação (2.1) é possível determinar a potência necessária, tendo em conta características do fluxo e do agitador (SEW-EURODRIVE, 2008).

$$P = N_e \rho D^5 n^3 \quad (2.1)$$

Considerando que todos os parâmetros se mantêm excepto a velocidade de rotação do veio do agitador, n , pode-se escrever a seguinte relação (equação 2.2) (SEW-EURODRIVE, 2008).

$$P \propto n^3 \quad (2.2)$$

A equação (2.2) permite estimar a potência do agitador em função da velocidade de rotação do veio do agitador e a equação (2.3) possibilita conhecer o momento do veio rotativo do agitador, também em função da velocidade de rotação do veio do agitador.

$$P = n \cdot T \Leftrightarrow T = n^2 \quad (2.3)$$

Com base nas equações (2.2) e (2.3) é possível construir o gráfico da fig. 2.10.

Pelo gráfico (fig. 2.10) podemos constatar que o aumento da velocidade de rotação provoca o aumento da potência e do momento e que a potência aumenta de forma mais acentuada que o momento, com o aumento da velocidade rotação.

Antes do ponto de intersecção das curvas de variação de potência e de momento em função da variação da velocidade, verifica-se que com o aumento da velocidade de rotação, o incremento do momento é mais acentuado que a variação da potência.

Depois do ponto de intersecção das curvas de variação de potência e de momento em função da variação da velocidade de rotação, verifica-se que a variação da potência torna-se superior à variação do momento.

Por exemplo, observa-se no gráfico que um aumento ou diminuição da velocidade do veio do agitador em 5% provoca uma variação respectiva da potência aproximadamente em 15% e uma variação do momento em cerca de 10%, quando o veio do agitador se encontra à velocidade nominal (fig. 2.10).

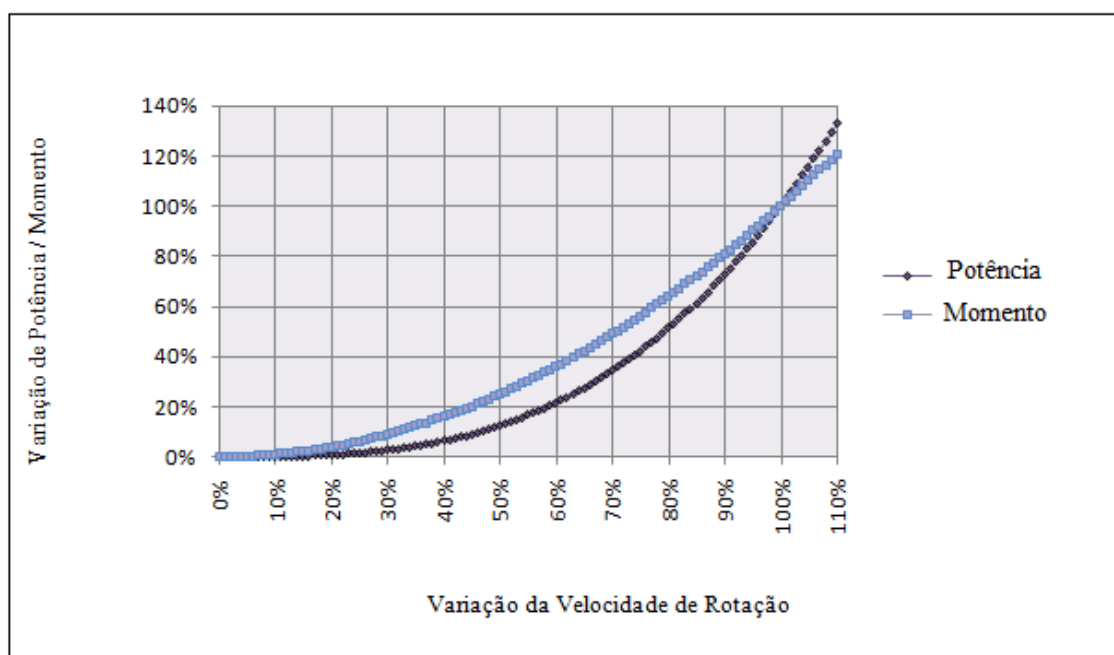


fig. 2.10 – Potência e Momento do Veio do Agitador em Função da Velocidade de Rotação (adaptado de SEW-EURODRIVE, 2008)

O veio de saída do redutor encontra-se acoplado ao veio do agitador. A figura 2.11 ilustra um exemplo de acoplamento de dois veios, um corresponde ao veio de saída do redutor e o outro corresponde ao veio do agitador.

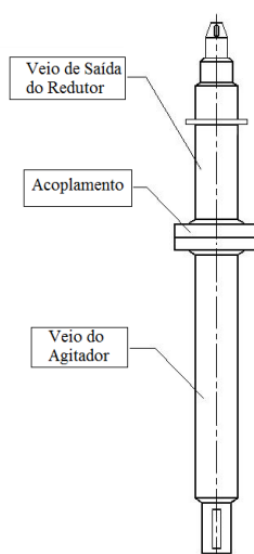


fig. 2.11 – Exemplo do Acoplamento do Veio de Saída do Redutor e do Veio do Agitador

A união de veios pode ser realizada através de acoplamento rígido, móvel ou elástico.

Os acoplamentos rígidos são utilizados para fixação permanente dos veios, impedindo a ocorrência de deslocamentos entre estes.

Os acoplamentos móveis garantem uma união de veios que não inibe todos os graus de liberdade, permitindo pequenos deslocamentos entre estes.

Os acoplamentos elásticos permitem pequenos deslocamentos entre os veios. Estes acoplamentos utilizam elementos elásticos, tais como, molas ou peças de borracha.

Os acoplamentos elásticos e móveis são usados com a finalidade de tornar mais suave a transmissão de movimento e amortecer os efeitos de desalinhamento entre os veios.

Os veios constituintes de máquinas são montados em chumaceiras de rolamento aos quais transmitem esforços, estes esforços podem ser radiais, axiais ou combinados.

As chumaceiras de rolamento podem ser classificadas pela forma como suportam as cargas, quanto ao tipo de corpo rolante e outras classificações.

As chumaceiras de rolamento podem estar sujeitas a cargas radiais, axiais ou combinadas, determinando assim a escolha da chumaceira (NAVAS, 1998).

E quanto ao tipo de corpo rolante as chumaceiras de rolamento podem ser de esferas, rolos (cilíndricos, cónicos e esféricos) e agulhas (NAVAS, 1998).

Na transmissão de potência, o rotor do misturador origina cargas axiais e radiais no veio rotativo (SEW-EURODRIVE, 2008). A forma como o veio do agitador se encontra apoiado determina a sua acção sobre os componentes do redutor (SEW-EURODRIVE, 2008).

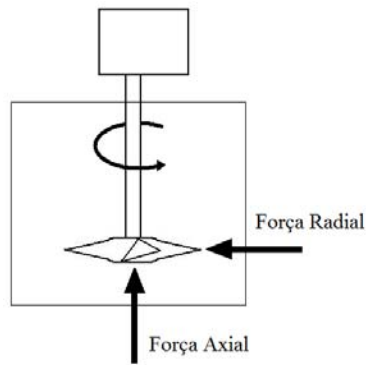


fig. 2.12 – Força radial e axial no rotor do agitador

As cargas axiais dependem do peso dos componentes do agitador, das forças hidráulicas presentes na operação de mistura e na pressão do reservatório (SEW-EURODRIVE, 2008).

A soma destas três componentes constitui uma única força resultante e a forma como estas forças actuam sobre a caixa redutora depende da configuração do veio do misturador.

A força axial resultante depende de parâmetros como a geometria e material do rotor, a velocidade de rotação do veio do agitador, o diâmetro do rotor, a densidade do meio e a pressão no interior do tanque.

A configuração do apoio do veio condiciona a acção das forças axiais sobre os componentes do redutor.

Também a forma como as forças radiais actuam no redutor depende da configuração das chumaceiras de rolamento do veio do agitador.

As quatro formas de apoio do veio do agitador mais comuns são as seguintes (SEW-EURODRIVE, 2008):

- Sem chumaceiras externas;
- Com uma chumaceira de rolamento externa na zona superior do veio do agitador;
- Com uma chumaceira de rolamento externa na zona inferior do veio do agitador;
- Com duas chumaceiras de rolamento externas, uma na zona superior do veio do agitador e outra na zona inferior do veio do agitador.

2.2.1. Configuração I

O diagrama ilustra um sistema mecânico e suas representações cinemática e de forças/momentos.

Modelo Cinemático: Mostra um conjunto de componentes, incluindo um motor ou atuador no topo, conectado a uma estrutura. Duas juntas rotacionais são identificadas como "Chumaceira A" e "Chumaceira B". A distância entre as juntas é denotada por e . A distância da junta "Chumaceira B" ao ponto de aplicação da força F é denotada por L_M . A distância da junta "Chumaceira A" ao ponto de aplicação da força F é denotada por L . A distância da junta "Chumaceira B" ao eixo de rotação da junta "Chumaceira A" é denotada por h . A distância da junta "Chumaceira B" ao eixo de rotação da junta "Chumaceira A" é denotada por z . A força F é aplicada horizontalmente no ponto de aplicação da força.

Diagramas de Forças e Momentos: Mostra os diagramas de forças e momentos para o sistema. O diagrama de forças (Força Transversal) mostra a força F aplicada horizontalmente no ponto de aplicação da força. O diagrama de momentos (Momento Flector) mostra o momento fletor ao longo do eixo de rotação da junta "Chumaceira A".

Neste caso o modelo estático correspondente é constituído por um veio suportado pelas chumaceiras de rolamento A e B. Na extremidade inferior do veio encontra-se aplicada uma força concentrada, F .

34

O momento flector máximo ocorre na chumaceira B, o que significa que esta é a chumaceira de rolamento mais solicitada. Os momentos mínimos ocorrem nas extremidades do veio.

O comprimento L é igual à distância entre a linha de actuação da força F e o plano médio da chumaceira de rolamento B. Este comprimento é idêntico à soma do comprimento do veio do misturador, L_M , com a distância, h , e com a medida, z (fig. 2.13).

$$L = L_M + h + z \quad (2.4)$$

Na equação (2.4) o comprimento mais relevante é o do veio do misturador, L_M , portanto para facilidade de cálculos, assim as medidas h e z podem ser desprezadas (equação 2.5).

$$L \approx L_M \quad (2.5)$$

A força actuante, F , pode ser considerada igual à sua componente normal, F_n , desprezando a componente tangencial, F_t (equação (2.6)).

$$F = F_n \quad (2.6)$$

O momento flector máximo ou o momento flector na chumaceira de rolamento B pode ser calculado utilizando a equação (2.7).

$$M_B = F \cdot L \quad (2.7)$$

2.2.2. Configuração II

Esta configuração pressupõe que o veio do agitador possui uma chumaceira de rolamento própria no topo e se encontra rigidamente acoplado ao veio de saída do redutor (fig. 2.14).

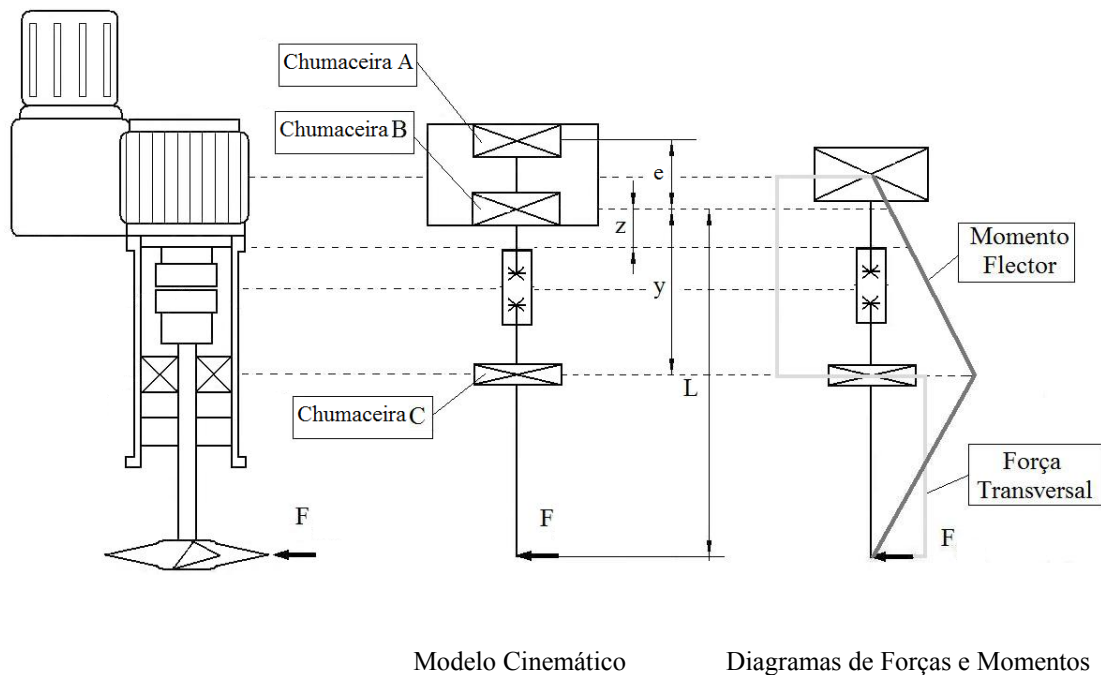


fig. 2.14 – Veio do agitador com uma chumaceira de rolamento própria no topo e rigidamente acoplado ao veio de saída do redutor (adaptado de SEW-EURODRIVE, 2008)

Nesta situação o modelo estático apresenta um veio apoiado por três chumaceiras de rolamento, A, B e C. Na extremidade inferior deste veio encontra-se aplicada uma força concentrada, F .

Este modelo constitui um sistema estaticamente indeterminado. A análise do modelo pressupõe a elaboração de um sistema estaticamente determinado equivalente, substituindo as duas chumaceiras de rolamento do veio de saída do redutor por uma única e equivalente (fig. 2.14).

Na fig. 2.14 verifica-se que a parte inferior do veio se encontra sujeita a um esforço transversal constante, devido à solicitação da força, F . Assim, na chumaceira C, surge uma reacção normal com sentido oposto ao da força F .

O momento flector máximo ocorre na chumaceira de rolamento C e os momentos mínimos nas extremidades do veio.

Considera-se que a distância entre os planos médios das chumaceiras de rolamento do veio de saída do redutor, e , e o que comprimento do veio do agitador igual é a L .

Se for conhecido o momento na chumaceira de rolamento B, M_B , e a força actuante, F , é possível calcular a distância x que corresponde ao afastamento entre linha de acção da força F e o plano médio da chumaceira B (equação (2.8)).

$$x = \frac{M_B}{F} \quad (2.8)$$

Por outro lado, se for conhecida a distância entre o ponto médio da chumaceira de rolamento B e a linha de acção da força F , L , a distância entre os planos médios dos apoios B e C, y , e a força actuante, F , podemos calcular o momento na chumaceira de rolamento B, M_B .

Pelo diagrama de esforços obtém-se a equação 2.9 que permite calcular o momento na chumaceira de rolamento B, M_B .

$$\frac{M_B}{\frac{e}{2}} = \frac{M_C}{\frac{e}{2} + y} \Leftrightarrow M_B = \frac{M_C \cdot e}{2y + e} \Leftrightarrow M_B = \frac{F(L - y) \cdot e}{2y + e} \quad (2.9)$$

Assim, também é possível calcular a distância x através da equação (2.10).

$$x = \frac{M_B}{F} \quad (2.10)$$

2.2.3. Configuração III

Na terceira configuração considera-se que o veio do agitador apresenta uma chumaceira de rolamento própria na extremidade inferior do veio do agitador e que se encontra rigidamente acoplado ao veio do redutor (fig. 2.15).

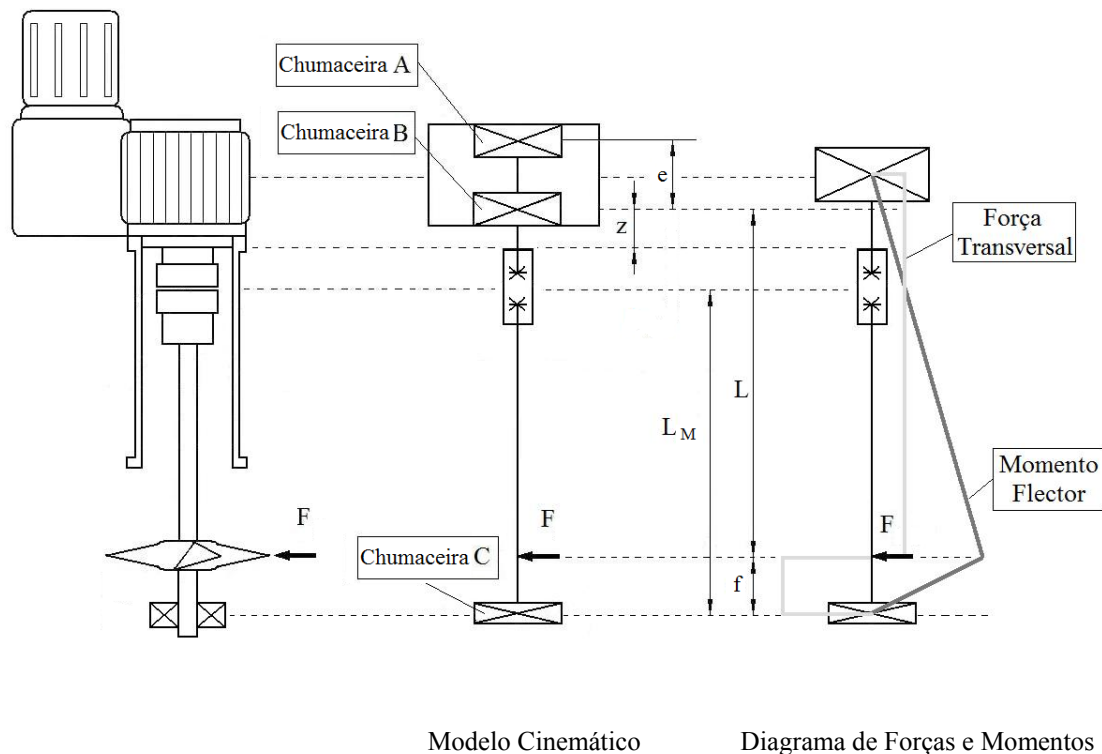


fig. 2.15 – Veio do agitador com uma chumaceira de rolamento própria na extremidade inferior e rigidamente acoplado ao veio de saída do redutor (adaptado de SEW-EURODRIVE, 2008)

O modelo cinemático representa um sistema estaticamente indeterminado. Substituindo as duas chumaceiras de rolamento do veio de saída do redutor por uma única equivalente obtém-se um sistema estaticamente determinado (fig. 2.15).

O plano médio da chumaceira de rolamento equivalente coincide com o plano médio das chumaceiras A e B.

A fig. 2.15 mostra que o momento fletor máximo ocorre na linha de acção da força F e os momentos mínimos ocorrem nas extremidades do veio.

Conhecendo o momento flector na chumaceira de rolamento B, M_B , e a força actuante, F , é possível calcular uma força equivalente, F_{eq} , cuja linha de acção coincide com o plano médio da chumaceira de rolamento equivalente. Pela igualdade de momentos obtém-se a equação (2.11), na qual se encontra a distância entre a linha de acção da força F e o plano médio da chumaceira de rolamento C, f .

$$F_{eq} = \frac{F \cdot f}{L + f + \frac{e}{2}} \quad (2.11)$$

Assim, obtém-se distância, x_1 , utilizando a equação (2.12).

$$x_1 = \frac{M_B}{F_{eq}} \quad (2.12)$$

Por outro lado, se for conhecida a distância, L , ou seja, o afastamento entre a linha de acção da força F e o plano médio da chumaceira de rolamento B, a distância entre a linha da acção da força F e o plano médio da chumaceira de rolamento C, f , e a intensidade da força F , calcula-se o momento flector no ponto de aplicação da força F , M_o (equação (2.13)).

$$M_o = \frac{F \cdot f \cdot (L + \frac{e}{2})}{L + \frac{e}{2} + f} \quad (2.13)$$

A seguir, é possível calcular o momento flector no plano médio da chumaceira de rolamento B, M_B , pela equação (2.14).

$$M_B = M_o \frac{\frac{e}{2}}{L + \frac{e}{2}} \Leftrightarrow M_B = \frac{F \cdot f \cdot (L + \frac{e}{2})}{L + \frac{e}{2} + f} \cdot \frac{\frac{e}{2}}{L + \frac{e}{2}} \quad (2.14)$$

Para calcular a distância x_1 , utiliza-se a equação (2.15).

$$x_1 = \frac{M_B}{F_{eq}} \quad (2.15)$$

2.2.4. Configuração IV

A quarta configuração apresenta o veio do agitador com duas chumaceiras de rolamento próprias, uma no topo e outra na extremidade inferior. A união do veio de saída do redutor com o veio do agitador é realizada por acoplamento elástico (fig. 2.16).

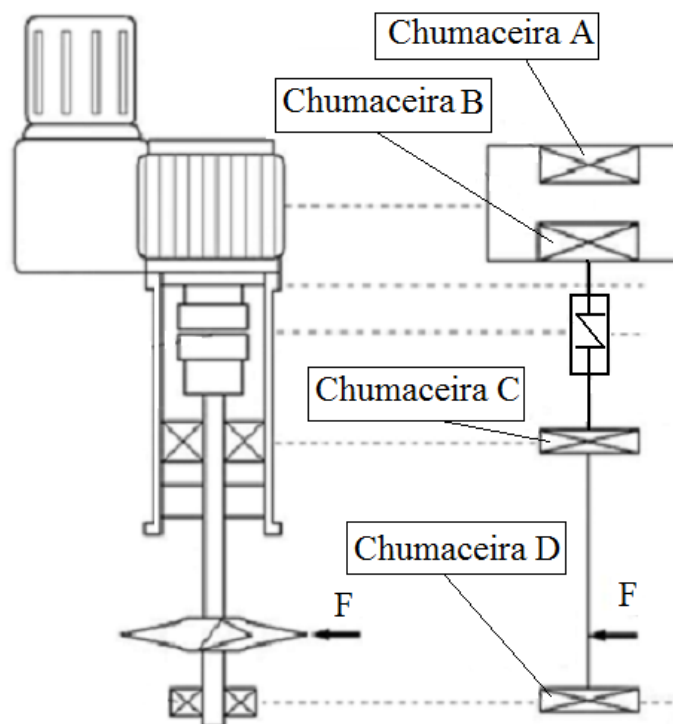


fig. 2.16 – Veio do agitador com duas chumaceiras de rolamento próprias e com acoplamento elástico ao veio de saída do redutor (adaptado de SEW-EURODRIVE, 2008)

Nesta configuração, o acoplamento elástico entre o veio de saída do redutor e o veio do agitador impede a transmissão dos efeitos de aplicação da carga F sobre os componentes do redutor.

2.3. Parâmetros Importantes na Selecção de um Agitador

A selecção de um agitador ou misturador é complexa porque existem muitos parâmetros a ajustar a cada situação.

Os agitadores são normalmente sujeitos a condições de funcionamento muito exigentes, por exemplo, o funcionamento durante 24 horas por dia na potência nominal, as elevadas vibrações, os grandes momentos flectores no veio do agitador, as forças axiais e radiais e, por vezes, condições ambientais exigentes.

Na selecção de um agitador ou misturador existem vários pontos relevantes que influenciam todo o processo de agitação ou mistura. Os pontos mais importantes para a selecção de um agitador são listados de seguida.

- Especificidade da aplicação;
- Gama de temperatura e outras condições ambientais;
- Detalhes de ventilação;
- Protecção contra explosão;
- Tipo de redutor e posição de montagem;
- Potência do motor, momento e forças;
- O factor de serviço;
- Características geométricas do veio de saída do redutor e de ligação ao veio do agitador;
- Gama de velocidades de rotação dos veios;
- Solução construtiva do agitador.

O agitador pode ser vertical, horizontal, com tanque aberto ou fechado e sistema de vedação e apresentar uma das quatro configurações de apoio referidas na secção 2.2.

As gamas de temperatura a que ocorre o processo de mistura ou agitação influenciam a escolha do material.

Em ambientes com poeiras ou substâncias abrasivas pode haver necessidade de incluir um sistema de vedação.

Quando os agitadores são aplicados no exterior devem ser montados tendo em conta ventos e variações climáticas.

O tipo de redutor condiciona a solução geométrica do agitador.

O factor de serviço depende da intensidade da utilização e do campo de aplicação.

A escolha do agitador também é fortemente influenciada pelas necessidades do processo de agitação ou mistura e a velocidade requerida do processo.

3. SELECÇÃO DE UM REDUTOR DE ENGRENAGENS PARA UM AGITADOR

3.1 - Diagrama de Sequência para a Selecção de um Redutor

O diagrama de sequência (fig. 3.1) constitui uma síntese dos principais passos para a selecção de um redutor, informando sobre alguns requisitos importantes do projecto a elaborar.

Pelo diagrama verifica-se que é necessário conhecer alguns dados para a selecção do accionamento, tais como, os requisitos da máquina movida e condições ambientes, os requisitos do motor, requisitos do redutor e algumas características das cargas existentes.

Pretende-se saber o campo de aplicação da máquina accionada, a indústria a que se destina, as características do local de instalação, tais como, a temperatura ambiente e as respectivas variações, a altitude do local e especificidade das instalações. Quanto às condições ambientais é importante saber se, por exemplo, existem poeiras, partículas abrasivas ou corrosivas no local.

Do motor, é indispensável conhecer várias informações, tais como, o tipo, a potência, P_M , o momento, T_M , a velocidade de saída, e a sua forma construtiva.

Para caracterizar as cargas no accionamento é necessário conhecer a potência de entrada, P_e , a velocidade de saída requerida, n_s , o momento de saída, M_s , o número de arranques por hora, o sentido de rotação do veio da máquina movida (sentido horário, anti-horário ou ambos) e a intensidade de utilização.

O redutor pode apresentar o seu veio de saída na horizontal ou na vertical, conforme a aplicação.

O factor de serviço, f_s , é importante, tendo em conta a natureza da carga, o número de arranques por unidade de tempo, o campo de aplicação e a intensidade de utilização (SEW-EURODRIVE, 2006).

A ligação do veio de saída do redutor ao veio da máquina a accionar pode ser realizada por acoplamento rígido, acoplamento elástico ou acoplamento móvel.

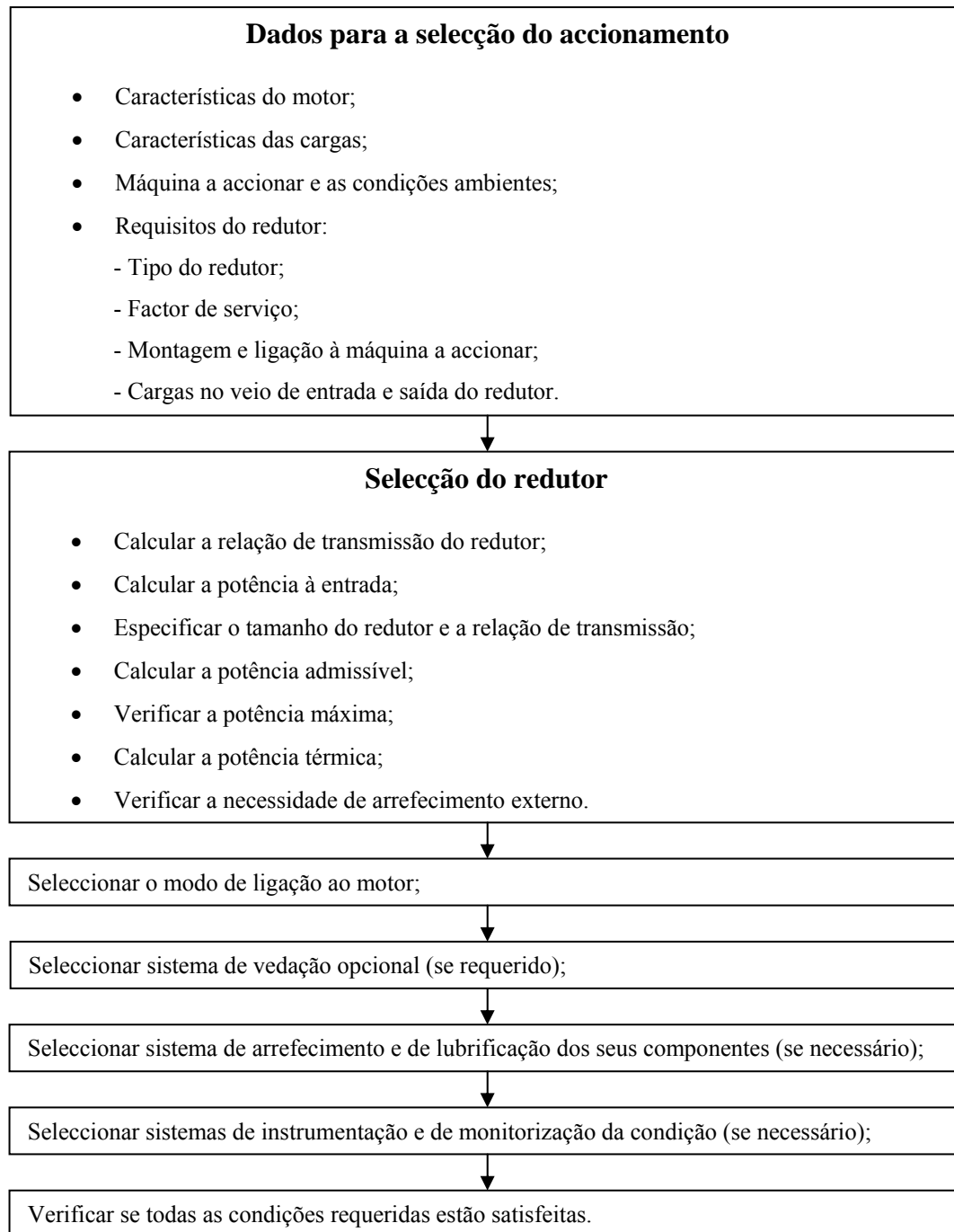


fig. 3.1 – Diagrama de sequência para a selecção de um redutor (adaptado de SEW-EURODRIVE, 2007)

Para selecção do redutor devemos determinar a relação de transmissão do redutor, a potência à entrada e o tamanho do redutor e a potência térmica.

Para escolher a relação de transmissão do redutor, i , deve-se conhecer a velocidade de entrada do redutor, n_e , e a velocidade de saída do redutor, n_s .

Os redutores apresentam perdas devidas ao escorregamento de cada par de rodas dentadas, perdas nas chumaceiras de rolamento e perdas devidas à lubrificação.

$$P_e = \frac{P_s}{\eta} \quad (3.1)$$

Assim, a potência à entrada do redutor, P_e , é dada pela seguinte fórmula (3.2).

$$P_e = \frac{T_s \times n_s}{9550 \times \eta} \quad (3.2)$$

O tamanho do redutor e a sua relação de transmissão são especificados para duas situações distintas, para uma direcção de rotação do veio e para duas direcções de rotação.

Para a situação em que o veio tem rotação num só sentido, a potência nominal determina-se através da equação (3.3) (SEW-EURODRIVE, 2007).

$$P_N \geq P_e \times f_s \quad (3.3)$$

Na solução construtiva com dois sentidos de rotação possíveis do veio, a potência nominal do redutor determina-se pela equação (3.4) (SEW-EURODRIVE, 2007).

$$P_N \geq P_e \times f_s \times 1.43 \quad (3.4)$$

Assim já é possível seleccionar um redutor que possua a relação de transmissão e a potência nominal.

No cálculo da potência máxima admissível utiliza-se a equação (3.5).

A potência máxima admissível de entrada do redutor, $P_{s adm}$, deve ser o dobro da potência nominal, P_N , e tem em conta o factor de pico, F_p (SEW-EURODRIVE, 2007).

$$P_{s adm} = \frac{2 \times P_N}{F_p} \quad (3.5)$$

O factor de pico, F_p , tem em atenção a frequência das sobrecargas (anexo E) (SEW-EURODRIVE, 2006).

O momento admissível no veio de saída do redutor, $T_{s adm}$, é igual ao dobro do momento nominal do redutor, $T_{s nom}$, e tem em conta um factor máximo, F_p (SEW-EURODRIVE, 2007).

$$T_{s adm} = \frac{2 \times T_{s nom}}{F_p} \quad (3.6)$$

Por sua vez, o momento nominal de saída, $T_{s nom}$, encontra-se expresso na equação (3.7).

$$T_{s nom} = \frac{P_N \times 9550 \times \eta}{n_s} \quad (3.7)$$

Tem de se garantir que a potência máxima de entrada do redutor, $P_{e máx}$, é igual ou inferior à potência admissível de entrada do redutor, $P_{e adm}$.

A potência e o momento à entrada do redutor não devem exceder os respectivos valores admissíveis (equação (3.8) e (3.9)).

$$P_{e\text{ máx}} \leq P_{e\text{ adm}} \quad (3.8)$$

$$T_{s\text{ máx}} \leq T_{s\text{ adm}} \quad (3.9)$$

A potência térmica, P_T , constitui a potência que o redutor transmite em regime contínuo sem exceder a temperatura admissível do óleo (anexo P).

A potência térmica tem em conta vários factores, tais como, o rácio térmico do redutor, P_{TH} , o factor de altitude, f_1 , o factor de opção de montagem, f_2 , o factor de localização de instalação, f_3 , o factor de ciclo de operação, f_4 , o factor de lubrificação, f_L e o factor de temperatura ambiente, f_T . A potência térmica é calculada pela equação 3.10 (SEW-EURODRIVE, 2007). E a verificação da potência térmica é realizada pela inequação 3.11.

$$P_T = P_{TH} \times f_1 \times f_2 \times f_3 \times f_4 \times f_L \times f_T \quad (3.10)$$

$$P_e \leq P_T \quad (3.11)$$

Se a inequação (3.11) não se verificar, significa que é necessário o arrefecimento externo, por exemplo, a utilização de um ventilador.

Depois de conhecermos os dados para a selecção do redutor é necessário seleccionar outros componentes, tais como, a ligação ao motor, o sistema de vedação alternativo se requerido, o sistema de arrefecimento e de lubrificação (se necessários) e o sistema de instrumentação e monitorização da condição.

Finalmente deve-se verificar se todas as condições requeridas estão satisfeitas.

Em seguida vamos estudar um caso prático de exemplo da selecção de um redutor para um agitador.

3.2. Fluxograma de Selecção de um Redutor para Agitador

A selecção de um redutor pode ser efectuada utilizando o fluxograma apresentado na fig. 3.2.

O fluxograma da figura 3.2 pode ser utilizado para a selecção de redutores de engrenagens (SEW, 2006).

A escolha do redutor deve ser efectuada tendo em conta a especificidade da aplicação, as características ambientais e os requisitos técnicos. Especificamente, para aplicar num agitador pode-se utilizar o fluxograma da figura 3.2.

Para o início da elaboração do projecto é necessário conhecer os requisitos em relação à aplicação, tais como, a potência do redutor, o momento, a velocidade de saída, a força radial, F_R , a força axial, F_A , e a distância entre a linha de acção da força e linha média do chumaceira de rolamento mais solicitado do veio do agitador, x (ver secção 2.2).

O factor de serviço pode ser seleccionado utilizando os anexos C1 ou C2.

Com base nos dados obtidos nas fases anteriores, efectua-se a primeira escolha do redutor.

$$f_{S\ min} \leq f_{S\ (Redutor)} \quad (3.12)$$

A capacidade de carga da chumaceira de rolamento é verificada pela equação (3.13), na qual estão presentes os factores de conversão, a e B (anexo N) e a força radial admissível, F_{Ra} (anexo O).

$$F_R \leq F_{XL} = F_{Ra} \frac{a}{x + B} \quad (3.13)$$

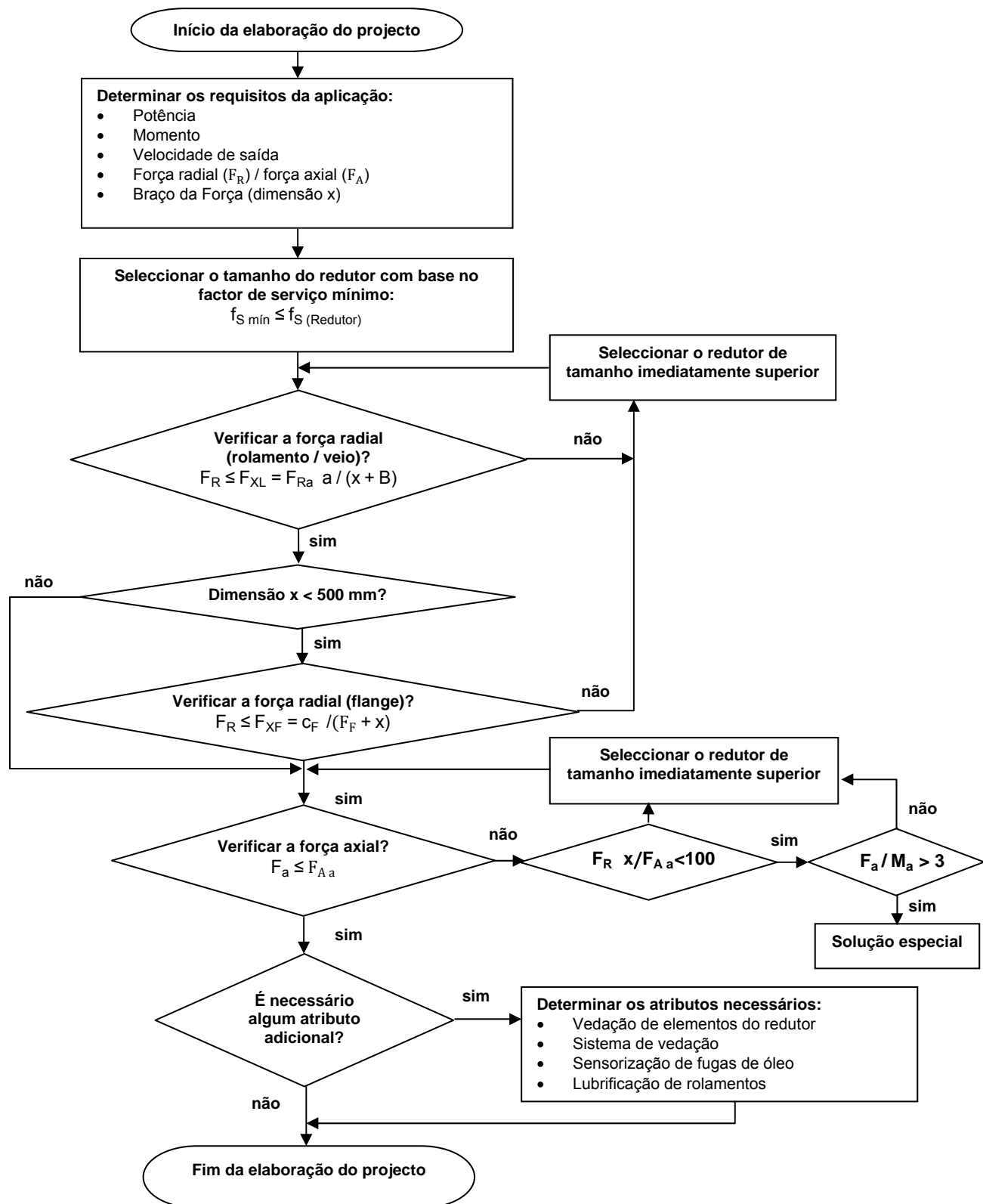


fig. 3.2- Fluxograma para o projecto de um redutor para Agitador (adaptado de SEW-EURODRIVE, 2006)

Legenda do fluxograma:

a = Factor de conversão

B = Factor de conversão do redutor

c_F = Constante do redutor

F_a = Carga axial ocorrida durante a operação [N]

F_F = Constante do redutor

F_R = Carga radial ocorrida durante a operação [N]

F_{Ra} = Carga radial admissível [N]

F_{XF} = Carga radial admissível para a flange [N]

F_{XL} = Carga radial admissível para a chumaceira de rolamento [N]

x = Distância entre a linha de acção da força e linha média do chumaceira de rolamento mais solicitado do veio do agitador [mm]

T_s = Momento de saída [Nmm]

F_{Aa} = Carga axial admissível [N]

Se a força radial for superior à força radial admissível para a chumaceira de rolamento, então devemos optar pelo redutor de tamanho imediatamente superior.

Quando a força radial não excede a força radial admissível para a chumaceira de rolamento, deve-se verificar se a dimensão x não excede 500 mm.

Se a distância entre a linha de acção da força e linha média da chumaceira de rolamento mais solicitada do veio do agitador (x) for inferior a 500 mm devemos verificar a resistência da flange, através da fórmula (3.14).

$$F_R \leq F_{XF} = \frac{c_F}{F_F + x} \quad (3.14)$$

A constante, c_F , e a constante do redutor F_F encontram-se no anexo N.

No caso em que a carga radial excede a carga radial admissível deve ser considerado o redutor de tamanho imediatamente superior.

Se a distância x for superior a 500 mm, então a verificação da resistência da flange não é necessária e passa-se directamente para a verificação da resistência dos componentes à carga axial.

A verificação da capacidade dos componentes à carga axial é realizada pela fórmula (3.15), onde se expressa que a carga axial não deve exceder a carga axial admissível, F_{Aa} . Os valores para a carga axial admissível podem ser consultados no anexo O.

$$F_a \leq F_{Aa} \quad (3.15)$$

Quando a condição anterior não se verifica, ou seja, a força axial excede a admissível então efectua-se a verificação apresentada na inequação (3.16).

$$F_R \frac{x}{F_{Aa}} < 100 \quad (3.16)$$

Se a inequação (3.16) não for cumprida, então deve-se considerar o redutor de tamanho imediatamente superior.

No entanto, se a equação 3.16 se cumprir, é necessária a verificação da equação (3.17), na qual T_s constitui o momento do veio de saída do redutor.

$$\frac{F_a}{T_s} > 3 \quad (3.17)$$

Se a relação anterior não se verificar deve-se seleccionar o redutor de tamanho imediatamente superior e voltar a verificar a carga axial.

Se a relação da inequação (3.17) se verificar então é necessária uma solução especial.

Quando finalmente se verifica a equação (3.15) analisa-se a necessidade de características adicionais, por exemplo, sistema de vedação de componentes do redutor, sensores de vazamento de lubrificante ou de lubrificação de rolamentos.

3.3. Exemplo de Selecção de um Redutor para um Agitador

Os redutores de engrenagens da série MC (produzidos pela SEW-EURODRIVE) são indicados para a aplicação em misturadores, agitadores pois possuem as seguintes características (SEW-EURODRIVE, 2008):

- Bom ajuste às gamas de momento;
- Caixa monobloco compacta com relação peso/momento baixo;
- Indicado para todos os tipos de agitadores: de topo, em baixo, entrada lateral, misturador horizontal;
- Possibilidade de aumentar a capacidade de dissipação de calor através da utilização de um ventilador ou através de acessórios específicos para arrefecimento;
- Grande variedade de opções, como, lubrificação forçada, arrefecimento, instrumentação.

O seguinte exemplo de selecção de um redutor para um agitador indicado para misturas de densidade variável será efectuado escolhendo um redutor da série MC da marca SEW-EURODRIVE.

Dados da máquina a accionar:

- Velocidade de rotação: $n_s = 65 \text{ rpm}$;
- Momento de saída: $T_s = 10 \text{ kNm}$;
- Momento de saída máximo: $T_{s \text{ máx}} = 14 \text{ kNm}$;
- Duração de serviço diário: 24h/dia;
- Frequência de arranque: \square 5 arranques por hora

Dados do motor:

- Tipo: Motor AC;
- Potência nominal: $P_M = 75 \text{ kW}$;
- Velocidade de rotação: $n_M = 1500 \text{ rpm}$.

Dados do redutor:

- Tipo: Helicoidal de veios paralelos, veio maciço;
- Posição de montagem: Vertical.

Condições ambientes:

- Temperatura: 35° C;
- Outros: Ambiente com poeiras.

A relação de transmissão pretendida para o redutor a seleccionar é obtida pela equação seguinte. O valor obtido da relação de transmissão do redutor é utilizado para especificar a relação de transmissão nominal do redutor, i_N , que será o valor normalizado mais próximo do obtido.

$$i = \frac{n_e}{n_s} = \frac{1500 \text{ rpm}}{65 \text{ rpm}} = 23,1$$

Pelas tabelas em anexo (anexo A) o índice de redução nominal será $i_N = 22,5$. Para este valor de índice de redução o redutor tem de apresentar três estágios.

Conhecendo o número de estágios do redutor, o índice de redução nominal, o tipo de redutor e de montagem é possível determinar o modelo deste.

Cumprindo as especificações da máquina a accionar, e após consulta do catálogo de redutores da série MC, conclui-se que o redutor será do tipo MC3PVSF (quadro 3.1).

Quadro 3.1 – Algumas Características do Redutor da Série MC, modelo MC3PVSF (SEW-EURODRIVE, 2002)

Redutor MC3PVSF	
MC	Série MC
3	Três estágios
P	Veios paralelos
V	Montagem vertical
S	Veio maciço
F	Flange

O redutor do tipo MC3PVSF tem três estágios de redução e veio de saída na vertical.

De seguida apresentam-se os cálculos para determinar o tamanho do redutor.

A potência de entrada do redutor, P_e , é calculada utilizando a equação (3.2). O rendimento do redutor de três estágios é igual a $\eta = 0,955$ (anexo B).

$$P_e = \frac{T_s \times n_s}{9550 \times \eta} = \frac{10\,000\,Nm \times 65\,rpm}{9550 \times 0,955} = 71,3\,kW$$

O factor de serviço é determinado a partir do anexo C2, considerando que o redutor trabalha 24h/dia e o campo de aplicação.

$$f_s \geq 1,65$$

$$P_N > P_e \times f_s$$

$$P_e \times f_s = 71,3\,kW \times 1,65 = 117,95\,kW$$

Através das tabelas em anexo (anexo A) a potência nominal do redutor, P_N , é igual a $P_N = 113 \text{ kW}$. Com esta potência nominal podemos determinar o tamanho do redutor do tipo MC3PVSF. O redutor seleccionado é o redutor da série MC com o modelo MC3PVSF05.

A relação de transmissão exacta do redutor é dada pelas tabelas técnicas (anexo D). E para o modelo de redutor MC3PVSF05, a relação de transmissão exacta do redutor é $i_{ex} = 22,575$.

Com o redutor escolhido temos agora de verificar a potência máxima admissível ou o momento máximo admissível e a potência térmica.

Para verificar o momento máximo, $T_{s \text{ máx}}$, utiliza-se a equação (3.9). O cálculo do momento máximo é dado pela equação (3.7) e o cálculo do momento admissível é dado pela equação (3.6). Pelo anexo E o factor de pico é $F_p = 1,0$.

Momento de saída nominal:

$$T_{s \text{ nom}} = \frac{P_N \times 9550 \times \eta}{n_s} = \frac{113 \text{ kW} \times 9550 \times 0,955}{1500/22,575} = 15,5 \text{ kNm}$$

Momento admissível:

$$T_{s \text{ adm}} = \frac{2 \times T_{s \text{ nom}}}{F_p} = \frac{2 \times 15,5 \text{ kNm}}{1,0} = 31 \text{ kNm}$$

Verificação do momento máximo de saída:

$$T_{s \text{ máx}} \leq T_{s \text{ adm}} \Leftrightarrow 14 \text{ kNm} \leq 31 \text{ kNm}$$

Para o cálculo da potência térmica é necessário determinar os vários factores a partir dos respectivos anexos.

O rácio térmico do redutor, P_{TH} , pode ser determinado pelo anexo G. A tabela de rácios térmicos (anexo F), fornece os rácios térmicos para 30°C e 40°C.

$$P_{TH (30^{\circ}C)} = 69 \text{ kW}$$

$$P_{TH (40^{\circ}C)} = 52 \text{ kW}$$

Pretendemos o rácio térmico para uma temperatura ambiente de 35°C, através de uma interpolação linear obtemos $P_{TH (35^{\circ}C)} = 60,5 \text{ kW}$;

O factor de altitude, f_1 , é determinado admitindo que a altitude do local de instalação do redutor será ao nível do mar (anexo G) então este será $f_1 = 1,0$;

Considera-se que o redutor apresenta várias forma de montagem então o factor de opção de montagem será $f_2 = 1,0$ (anexo H);

O factor de localização de instalação será $f_3 = 1,0$ (anexo I), considerando que o redutor é utilizado num espaço grande e arejado;

O factor de ciclo de operação é igual a $f_4 = 1,0$ (anexo J) visto que a máquina trabalha 24h/dia;

O factor de lubrificação, f_L , determina-se considerando que o tipo de lubrificação é realizado através de banho e então $f_L = 1,0$ (anexo L);

O factor de temperatura ambiente, f_T é obtido por interpolação, porque se encontram tabelados apenas os factores ambiente para 30 e 40°C (anexo M).

$$f_{T (30^{\circ}C)} = 1,0$$

$$f_{T (40^{\circ}C)} = 0,79$$

Através da interpolação obtém-se o factor ambiente para 40°C e é igual a $f_{T (40^{\circ}C)} = 0,895$.

Com os vários factores determinados é possível calcular a potência térmica através da fórmula (5.10).

$$\begin{aligned} P_T &= P_{TH} \times f_1 \times f_2 \times f_3 \times f_4 \times f_L \times f_T \\ &= 60,5 \text{ kW} \times 1,0 \times 1,0 \times 1,0 \times 0,895 = 54,1 \text{ kW} \end{aligned}$$

Para a verificação da potência térmica, a potência de entrada, P_e , não deve exceder o rácio térmico, P_T , segundo a inequação (5.11).

$$P_e \leq P_T$$

$$P_e = 71,3 \text{ kW} > P_T = 54,1 \text{ kW}$$

A potência de entrada excede a potência térmica então é necessário incluir um ventilador para haver arrefecimento adicional.

Conclusões da Selecção

Modelo do redutor: MC3PVSF05

Relação de transmissão exacta: $i_{ex} = 22,575$

Os restantes dados técnicos relativos ao redutor encontram-se em no anexo S.

Neste caso, deve ser utilizado um ventilador de arrefecimento e no veio de entrada do redutor deve ser utilizado um sistema de vedação especial, devido ao facto do veio de saída se encontrar na vertical e existir o risco de fuga de óleo e a consequente contaminação do material a misturar.

4. TEMPO DE VIDA ÚTIL TEÓRICO DE REDUTORES

4.1. Fundamentos para o Cálculo do Tempo de Vida Útil Teórico de Redutores de Engrenagens

O conhecimento das informações técnicas do redutor de engrenagens, dos dados dos seus componentes e das cargas aplicadas ao seu veio de saída permite estimar o tempo de vida do redutor.

Os constituintes do redutor de engrenagens que apresentam maior relevância na determinação do tempo de vida útil do redutor são as engrenagens, as chumaceiras de rolamento e os veios.

As engrenagens podem sofrer desgaste superficial nos dentes devido a pressões de contacto, geradas no decurso do engrenamento. E os dentes destas estão sujeitos, também à flexão.

Na chumaceira de rolamento, quando o rolamento é carregado ocorrem tensões de contacto, em cada rotação de eixo surgem várias repetições destas tensões, o que leva a que o rolamento tenha uma vida limitada pelo número destas repetições até que ocorra uma falha por fadiga (BRANCO, 2005). Outras falhas em rolamentos podem ser devidas a lubrificação inadequada, contaminantes e outras.

O cálculo do factor de segurança de resistência do flanco do dente às tensões superficiais para engrenagens cilíndricas helicoidais, de acordo com DIN 3990:1987 resp. ISO 6336-1:1996 encontra-se na equação (4.1).

$$S_H = \frac{\sigma_{H,lim}}{\sqrt{\frac{F_T}{d_1 * b} * \frac{u+1}{u}}} * \frac{Z_{NT} * Z_L * Z_V * Z_R * Z_W * Z_X}{Z_B * Z_H * Z_E * Z_\epsilon * Z_\beta * \sqrt{K_A * K_V * K_{H\beta} * K_{H\alpha}}} \quad (4.1)$$

O factor de segurança de resistência à tensão superficial no flanco do dente, S_H , depende da tensão limite de contacto, $\sigma_{H,lim}$, da carga nominal tangencial transmitida,

F_T , do diâmetro primitivo do pinhão, d_1 , da largura do dentado, b , da relação de transmissão de engrenagens, u , e de vários factores.

Na equação (4.1) estão presentes os seguintes factores:

factor de durabilidade para tensões de contacto superficial, Z_{NT}

factor de lubrificação, Z_L

factor de velocidade, Z_V

factor de rugosidade, Z_R

factor de dureza, Z_W

factor de dimensão, Z_X

factor de contacto de um par de dentes para o pinhão ou roda, Z_B

factor de elasticidade, Z_E

factor de condução, Z_ϵ

factor ângulo de hélice, Z_β

factor de aplicação, K_A

factor dinâmico, K_V

factor de distribuição de carga transversal, $K_{H\alpha}$

factor de distribuição de carga longitudinal, $K_{H\beta}$.

O mesmo cálculo pode ser realizado utilizando o método segundo AGMA 2101 (equação (4.2)).

$$S_H = \frac{\sigma_{HP} * Z_N * Z_W}{Z_E * Y_\theta * Y_Z * \sqrt{F_t * K_O * K_V * K_S * K_H * Z_R * \frac{1}{d_1 * b * Z_I}}} \quad (4.2)$$

Na equação anterior, o factor de segurança de resistência à tensão superficial no flanco do dente, S_H , depende da tensão admissível de contacto, σ_{HP} , e de vários factores já referidos. Também depende do factor de durabilidade para um ciclo de tensão, Z_N , do

factor de temperatura, Y_θ , do factor de fiabilidade, Y_Z , do factor de sobrecarga, K_O , do factor da tamanho, K_S , do factor de distribuição de carga, K_H , e do factor geométrico, Z_I .

O factor de segurança de resistência da raiz do dente à tensão de flexão, S_F , pode ser calculado pela equação (4.3), segundo DIN 3990:1987 resp. ISO 6336-1:1996.

$$S_F = \frac{\sigma_{F,lim}}{\frac{F_T}{b * m_n}} * \frac{Y_{ST} * Y_{NT} * Y_{\delta relT} * Y_{R relT} * Y_X}{Y_F * Y_S * Y_\beta * K_A * K_V * K_{F\beta} * K_{F\alpha}} \quad (4.3)$$

Na equação (4.3) estão presentes os seguintes parâmetros:

factor de segurança de resistência à tensão de flexão na raiz do dente, S_F

tensão limite de flexão, $\sigma_{F,lim}$

carga nominal tangencial transmitida, F_T

largura do dentado, b

módulo real das rodas e pinhões, m_n

factor de concentração de tensões correspondente às dimensões da engrenagem de ensaio, Y_{ST}

factor de durabilidade, Y_{NT}

factor de rugosidade relativa, $Y_{R relT}$

factor de sensibilidade ao entalhe, $Y_{\delta relT}$

factor de dimensão, Y_X

factor de forma do dente, Y_F

factor de concentração de tensão, Y_S

factor de inclinação do ângulo de hélice, Y_β

factor de aplicação, K_A

factor dinâmico, K_V

factor de distribuição de carga transversal, $K_{H\alpha}$

factor de distribuição de carga longitudinal, $K_{H\beta}$.

Pela equação (4.4), de acordo com AGMA 2101, também é possível determinar o factor de segurança de resistência da raiz do dente às tensões superficiais.

$$S_F = \frac{\sigma_{FP} * Y_N}{F_T * K_O * K_V * K_S * K_H * K_B * \frac{1}{b * m_t * Y_J} * Y_\theta * Y_Z} \quad (4.4)$$

Na equação (4.4), estão presentes a tensão admissível de flexão, σ_{FP} , o factor de durabilidade, Y_N , o factor de espessura, K_B , o módulo aparente, m_t , o factor de geometria para a tensão de flexão, Y_J , o factor de temperatura, Y_θ , e o factor de fiabilidade, Y_Z .

O factor de ligação, S_{Key} , traduz a segurança das ligações entre veios e rodas, de acordo com DIN 6892:1998-11 pode ser obtida pela equação (4.5), na qual consta a pressão admissível, p_{adm} , e a pressão equivalente, p_{eq} .

A pressão equivalente é calculada utilizando o momento equivalente, o diâmetro do veio, o comprimento da ligação e distribuição de carga (DIN 6892:1998-11).

$$S_{Key} = \frac{p_{adm}}{p_{eq}} \quad (4.5)$$

O factor de segurança de prevenção de falha devido à fadiga de um veio com entalhe, S_w , determina-se utilizando a equação (4.6) (NIEMANN, 1981).

$$S_w = \frac{\sigma_{bw} b_0 b_G}{\beta_{kb}} \cdot \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \left(\alpha_0 \frac{\beta_{kt}}{\beta_{kb}} \tau_t \right)^2}^{-1} \quad (4.6)$$

Na equação (4.6) encontra-se a resistência de uma viga de teste com entalhe, σ_{bw} , o coeficiente de rugosidade superficial, b_o , o coeficiente de tamanho, b_G , o factor de resistência do entalhe à flexão, β_{kb} , a tensão de flexão, σ_b , o factor de rácio de tensão, α_o , o o factor de resistência do entalhe à torção, β_{kt} , e a tensão torsional, τ_t .

Outro método para cálculo do factor de segurança para a prevenção de falha de um veio pode ser o método presente na DIN 743-1: 2000-10, traduzido na equação (4.7). Com a tensão de flexão, σ_{ba} , a tensão normal admissível de flexão, σ_{bADK} , a tensão tangencial de flexão, τ_{ta} , e a tensão tangencial de flexão admissível, τ_{tADK} .

$$S_w = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK}}\right)^2}^{-1} \quad (4.7)$$

O tempo de vida nominal do rolamento, $L_{h\ nom}$, segundo DIN ISO 281:1993 está presente na equação (4.8), na qual se encontram a velocidade de rotação, n , a carga dinâmica equivalente do rolamento, p , a carga dinâmica, C , e um expoente empírico, k .

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{p}\right)^k \text{ (horas)} \quad (4.8)$$

O tempo de vida útil teórico dos rolamentos, L_{10h} , corresponde ao número de horas que 90% dos rolamentos, num grupo de rolamentos idênticos, irá completar ou ultrapassar antes de qualquer dano por fadiga ser evidente (HARNOY, 2003).

A capacidade de carga dinâmica, C , é definida como uma carga radial num rolamento que irá resultar numa vida de fadiga de 1 milhão de revoluções do anel interior do rolamento (HARNOY, 2003). Devido á distribuição estatística do tempo de vida útil teórica, pelo menos 90% dos rolamentos operarão sujeitos a uma carga C sem mostrar quaisquer danos de fadiga depois de 1 milhão de revoluções (HARNOY, 2003).

O valor C é determinado empiricamente e depende do tipo de rolamento, geometria, precisão e material. A capacidade de carga dinâmica, C , encontra-se disponível nos catálogos de fabricantes para cada tipo e tamanho de rolamento.

A equação (4.8) para o cálculo do tempo de vida útil nominal do rolamento tem em consideração a influência da carga aplicada, na duração do rolamento. Se for necessário determinar a vida do rolamento de forma mais precisa pode-se utilizar a equação (4.9), que expressa o tempo de vida útil nominal ajustado, $L_{h\ mod}$.

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^k \times 10^6 \text{ (rotações)} \quad (4.9)$$

Na equação (4.9) a vida nominal ajustada para uma fiabilidade de $(100 - n) \%$ (onde n é a probabilidade de falha), L_{na} , depende do factor de fiabilidade, a_1 , do factor de material, a_2 , e do factor das condições de funcionamento, a_3 (HARNOY, 2003).

Quando a carga estática sobre o rolamento apresenta componente radial e axial, estas devem ser convertidas numa carga estática equivalente, P_0 (equação (4.10)) (BRANCO, 2005).

$$P_0 = XF_r + YF_a \quad (4.10)$$

Na equação (4.10) apresenta-se a carga radial aplicada, F_r , a carga axial aplicada, F_a , o factor de carga radial, X , e o factor de carga axial, Y .

O factor de segurança estática, s_0 , traduz a capacidade do rolamento suportar a carga estática. Na equação (4.11) encontra-se a capacidade da carga estática, C_0 , e a carga estática equivalente no rolamento, P_0 .

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (4.11)$$

4.2. Tempo de Vida Útil Teórico do Redutor Seleccionado

Considera-se que no veio de saída do redutor seleccionado se encontram aplicadas a força radial de intensidade 40 kN e a força axial de intensidade 20 kN (compressão) e que o ponto de aplicação da carga radial é o ponto médio da extremidade do veio de saída.

Conhecendo os dados técnicos do redutor seleccionado na secção 3.3 (anexo S), as cargas aplicadas e utilizando o software da SEW-EURODRIVE que tem por base os métodos descritos na secção 4.1, é possível calcular alguns parâmetros que influenciam o tempo de vida útil do redutor.

O anexo T apresenta a folha de resultados obtidos.

Como se pode verificar pela folha de resultados, o pinhão e a roda do último estágio do redutor apresentam os menores factores de segurança de resistência do flanco do dente às tensões superficiais, $S_H = 1,47$.

Na roda do segundo estágio verifica-se o menor factor de segurança de resistência da raiz do dente à flexão, sendo este $S_F = 2,55$.

Quanto à ligação entre as rodas dentadas e respectivos veios, observa-se que a roda do segundo estágio (*gear* 4) apresenta o menor factor de segurança de ligação ($S_{key} = 1,81$).

Verifica-se que o veio de saída do primeiro estágio (*shaft* 301) apresenta a menor margem de segurança contra fadiga, sendo este $S_w = 1,58$.

O rolamento que apresenta o menor tempo de vida útil nominal é o rolamento 2 (*bearing* 2) do veio de saída do redutor (*shaft* 100), com um valor de tempo de vida nominal igual a 6600 horas de rotação no sentido horário.

Também no cálculo do tempo de vida ajustado do rolamento se verifica que o rolamento que apresenta o menor tempo de vida útil ajustado é o rolamento 2 (*bearing* 2) do veio de saída do redutor (*shaft* 100), com 58000 horas de rotação no sentido horário.

O rolamento 2 (*bearing* 2) do veio de saída do redutor (*shaft* 100) apresenta o menor factor de capacidade de carga estática, com $s_0 = 6,31$ no sentido de rotação horária.

4.3 – Pontos Críticos dos Redutores para Agitadores e Sugestões de Melhoria

Alguns pontos críticos dos redutores para agitadores são apresentados em seguida:

- O tempo de vida útil das chumaceiras de rolamento do redutor;
- As tensões que ocorrem no veio de baixa velocidade;
- As carga transmitidas às chumaceiras de rolamento do redutor em condições de operação extraordinárias;
- A deformação da caixa envolvente do redutor;
- O redutor com elevada velocidade de saída a accionar grandes massas;
- O aquecimento excessivo do redutor.

Em seguida apresentam-se algumas sugestões de melhoria, tendo como objectivo aumentar o tempo de vida (a fiabilidade) do redutor.

Os rolamentos reforçados apresentam maior vida útil. A sua utilização no veio de saída do redutor aumenta a vida útil do conjunto, devido á sua maior capacidade de suportar cargas.

Em situações que o veio de saída do redutor tem de vencer grandes inércias, por exemplo quando o reservatório do agitador está completamente preenchido, uma das soluções é diminuir a quantidade de material a misturar.

O aquecimento excessivo do redutor pode ser solucionado com a colocação de ventiladores à entrada do redutor.

No caso do redutor seleccionado na secção 3.3, a temperatura ambiente é 35°C e o seu lubrificante é um sintético designado CLP HC.

Calculando a temperatura de banho de óleo (cálculo efectuado pelo fabricante) com base nos dados iniciais e na selecção de redutor efectuada, obtém-se uma temperatura de banho de óleo $t = 115^{\circ}\text{C}$.

A temperatura de banho de óleo calculada encontra-se muito perto do limite máximo aconselhado para os lubrificantes sintéticos, então propõe-se a utilização de ventilação

(anexo S) no veio de entrada do redutor, de forma a diminuir a sua temperatura de funcionamento.

Calculando novamente a temperatura de banho de óleo, considerando agora a utilização de ventilação no veio de entrada, obtém-se um valor de temperatura de banho de óleo $t = 85^{\circ}\text{C}$.

Ao diminuir a temperatura de funcionamento, estamos a aumentar o tempo de vida do lubrificante e a garantir que o redutor não ultrapassa a temperatura limite aconselhável de 115°C .

4.4. Tempo de Vida Útil Teórico do Redutor Seleccionado Após Introdução de Uma Melhoria

Utilizando rolamentos reforçados montados no veio de saída do redutor seleccionado (secção 3.3), evita-se o sobredimensionamento do redutor e a capacidade de resistência da unidade seleccionada aumenta, quando sujeita a cargas combinadas.

Para comprovar esse facto, realizou-se novamente o cálculo teórico do tempo de vida dos rolamentos do redutor seleccionado nas condições mencionadas na secção 4.2, mas com rolamentos reforçados. O cálculo foi realizado utilizando um software da SEW-EURODRIVE.

A folha de resultados encontra-se no anexo U.

Em seguida, serão comparados os valores obtidos na folha de resultados do redutor seleccionado antes e após melhorias.

Pela folha de resultados verifica-se que o pinhão e a roda do último estágio do redutor apresentam os menores factores de segurança de resistência do flanco do dente às tensões superficiais, $S_H = 1,45$.

Os factores de resistência dos dentes à flexão e de resistência do flanco dos dentes às tensões superficiais, do último estágio de redução apresentam valores menores, comparando com o redutor sem rolamentos reforçados.

Observa-se que o menor factor de segurança de ligação entre as rodas dentadas e respectivos veios, se encontra na roda do segundo estágio (*gear* 4) e que este valor é $S_{key} = 1,81$.

O factor de segurança de ligação diminuiu no pinhão do último estágio e aumentou na roda do último estágio de redução, comparativamente ao redutor sem melhorias.

Verifica-se que o veio de saída do primeiro estágio (*shaft* 301) apresenta a menor margem de segurança contra fadiga, sendo este $S_w = 1,58$. E que o factor de segurança contra fadiga aumentou no veio de saída do redutor (*shaft* 100).

O rolamento que apresenta o menor tempo de vida útil nominal é o rolamento 2 (*bearing* 2) do veio de saída do primeiro estágio do redutor (*shaft* 301), com um valor de tempo de vida nominal igual a 16000 horas de rotação no sentido horário.

Os tempos de vida útil nominal dos rolamentos 1 (*bearing* 1) e rolamentos 2 (*bearing* 2) do veio de saída do redutor aumentaram, independentemente do sentido de rotação do veio.

Também no cálculo do tempo de vida ajustado do rolamento se verifica que o rolamento que apresenta o menor tempo de vida útil ajustado é o rolamento 2 (*bearing* 2) do veio de saída do primeiro estágio do redutor (*shaft* 301), com 7900 horas de rotação no sentido horário.

Os tempos de vida útil dos rolamentos 1 e 2 do veio de saída do redutor aumentaram também, para os dois sentidos de rotação possíveis do veio.

O rolamento 1 (*bearing* 1) do veio de saída do segundo estágio do redutor (*shaft* 201) apresenta o menor factor de capacidade de carga estática, com $s_0 = 8,27$ no sentido de rotação horária.

A capacidade de carga estática das chumaceiras de rolamento 1 e 2 do veio de saída do redutor aumentou, tanto no sentido horário de rotação do veio como no sentido anti-horário.

Analisando os resultados obtidos, verificamos que houve um aumento significativo do tempo de vida das chumaceiras de rolamentos aplicados no veio de saída (*shaft* 100). Este aumento é notório, quer a unidade esteja a rodar no sentido horário (CW) quer no sentido anti-horário (CCW).

5. TIPOS DE MANUTENÇÃO

5.1. Manutenção Preditiva e Monitorização da Condição

A manutenção é o conjunto de todas as acções técnicas, administrativas e de gestão que são utilizadas no ciclo de vida de uma máquina ou componente (CABRAL, 2006).

Todos os sistemas industriais devem ser projectados e mantidos para satisfazer o desempenho esperado e os requisitos de qualidade. Investimentos em reconstruções e melhorias aumentam a importância de uma manutenção eficiente.

Melhorar as práticas de manutenção tem como objectivo a redução da complexidade dos processos da manutenção, a implementação de técnicas de manutenção preventivas e preditivas, a minimização da frequência e quantidade de operações de manutenção, a melhoria do processo de manutenção, a optimização do abastecimento de recursos e a maximização da utilização dos meios de manutenção.

A gestão vantajosa e sucedida e as práticas de manutenção devem ter em consideração os factores técnicos tradicionais e também novos factores como custo-eficiência, implementação rápida da inovação, fiabilidade, segurança e qualidade total (DHILLON, 2002).

A manutenção divide-se em duas categorias: a manutenção planeada (proactiva) e a manutenção não planeada (reactiva).

A manutenção reactiva pode ser definida como as actividades de manutenção calendarizadas 20-24h antes de serem realizadas (AL-SHAYEA, 2007).

A manutenção reactiva constitui um modo de manutenção no qual uma máquina ou componente trabalha até avariar, não existindo acções ou esforços para o manter, nem prevenção de avarias e nem assegurar que o bem tenha o tempo de vida para o qual foi desenhado (U.S.Department of Energy, 2007).

Esta pode ser dividida em dois tipos: manutenção de emergência e manutenção de avaria (AL-SHAYEA, 2007).

Reparação, substituição ou reconstrução de uma máquina após ocorrer uma avaria, com o objectivo de trazer ao bem o mínimo de condições aceitáveis constituem actividades da manutenção reactiva (AL-SHAYEA, 2007).

Existe uma forte relação entre a ocorrência de acidentes e a manutenção reactiva porque numa situação reactiva é comum algumas pessoas arriscarem a sua integridade física, correndo riscos desnecessários (IDHAMMAR, 2004).

As vantagens na manutenção reactiva são os baixos custos iniciais e a necessidade de pouco pessoal. No entanto, a manutenção reactiva aumenta os custos devido a paragens não planeadas do equipamento, aumenta os custos laborais, especialmente se existe necessidade de reparações de emergência, pode resultar em danos no equipamento secundário ou danos no processo a partir de falhas no equipamento e constitui uma utilização ineficiente dos recursos de pessoal (U.S. Department of Energy, 2007).

A prática da manutenção reactiva pode ser económica para componentes não críticos, os quais a paragem e os custos de reparação são menores se outro tipo de manutenção for empregado (U.S. Department of Energy, 2007).

Em vez de esperar que o equipamento falhe (manutenção reactiva), podemos optar por uma manutenção proactiva planeada.

A manutenção proactiva tenta minimizar os problemas da manutenção reactiva. O princípio da manutenção proactiva planeada é a prevenção. A melhor forma de prevenir o surgimento de falhas inesperadas é implementar um programa contínuo de manutenção planeada.

A manutenção planeada proactiva encontra-se dividida em diferentes tipos de acordo com a natureza das suas actividades: manutenção preditiva, manutenção preventiva, manutenção de melhoramento e manutenção correctiva (AL-SHAYEA, 2007).

A manutenção preventiva está subdividida em cinco tipos: manutenção de rotina (sistemática), manutenção em operação, manutenção de oportunidade, manutenção de janela e manutenção preventiva de paragem (AL-SHAYEA, 2007).

A manutenção de rotina (sistemática) inclui actividades de manutenção repetitivas e periódicas.

A manutenção em operação compreende as actividades de manutenção que são realizadas enquanto o equipamento se encontra a trabalhar, em operação.

A manutenção de oportunidade abrange o conjunto de actividades que são realizadas quando surgem oportunidades não planeadas, durante o período de realização de actividades de manutenção planeada a outros equipamentos.

A manutenção de janela inclui o conjunto de actividades efectuadas quando o equipamento não está a ser utilizando durante um período de tempo definido.

A manutenção preventiva de paragem inclui o grupo de actividades realizadas quando a linha de produção se encontra em situação de paragem.

A manutenção preventiva é adequada quando a taxa de ocorrência de falhas relevantes aumentam após um período de tempo definido. Não sendo apropriada quando a taxa de falha é decrescente ou constante. Portanto, quando aparecem sinais de degradação, através da análise de fiabilidade, a manutenção preventiva adequada deve ser planeada e deve ocorrer a uma frequência apropriada (O'CONNOR, 1984).

As actividades da manutenção preventiva são um conjunto de acções realizadas com base em intervalos de tempo ou com base em intervalos de funcionamento da máquina. Estas acções têm como objectivo detectar ou indiciar o início de degradação de um bem (U.S.Department of Energy, 2007), garantir o funcionamento seguro e eficiente do equipamento (AL-SHAYEA, 2007), reduzir a probabilidade de avaria ou degradação do funcionamento de um equipamento (CABRAL, 2006), reduzir ao mínimo os factores que contribuem para as avarias, minimizar as consequências de uma avaria (CABRAL, 2006), prevenir falhas e paragens (ReliaSoftCorparation, 2007) e preservar a fiabilidade do equipamento através da substituição de componentes gastos antes de estes falharem.

Para a adopção de uma manutenção preventiva é necessário saber como é que as avarias acontecem (IDHAMMAR, 2004).

A manutenção correctiva é realizada para colocar o equipamento num estado apropriado de acordo com o desempenho funcional requerido.

A manutenção correctiva é diferente da manutenção reactiva pois as suas actividades são planeadas e realizadas regularmente e têm como finalidade manter o equipamento nas condições operacionais requeridas.

A manutenção correctiva está subdividida em três tipos: manutenção curativa, manutenção diferida e manutenção de paragem correctiva (AL-SHAYEA, 2007).

A manutenção de melhoramento tem como objectivo a redução da necessidade de manutenção. Esta manutenção é classificada em três tipos (AL-SHAYEA, 2007): manutenção considerada na fase de projecto, serviços de engenharia e manutenção de melhoria durante paragem.

A manutenção considerada na fase de projecto compreende actividades que levam à redução ou eliminação das causas da realização de manutenção e pretende simplificar as operações de manutenção através da perspectiva de manutenção orientada para o projecto de novos equipamentos e melhorias nos projectos de equipamentos existentes (DHILLON, 2006).

Os serviços de engenharia incluem a reorganização das instalações, modificações estruturais, remoção ou reconstrução.

A manutenção de melhoria durante paragens inclui actividades de manutenção de melhoria que são realizadas enquanto a produção está parada.

A manutenção preditiva é uma técnica relativamente nova da manutenção.

Uma aproximação de manutenção preditiva tem como objectivo detectar o início da degradação de um equipamento e denominar os problemas assim que estes são identificados.

A manutenção preditiva é subdividida em dois tipos: manutenção preditiva baseada na estatística e manutenção preditiva baseada na condição (AL-SHAYEA, 2007).

A manutenção preditiva baseada na estatística baseia-se em modelos estatísticos para prever falhas. Os modelos são desenvolvidos com base em tabelas estatísticas relacionadas com falhas do equipamento e paragens.

A manutenção preditiva baseada na condição consiste na monitorização, contínua ou periódica, da condição do equipamento para detectar sinais de falha. A manutenção preditiva baseada na condição utiliza medições e métodos de processamento de sinais para diagnosticar a condição do equipamento durante operação. Tais como, medição de ruído, medição de vibrações, medição de pressão, temperatura e outros que podem ser utilizados para identificar problemas antes de ocorrer a falha do equipamento (CABRAL, 2006).

Alguns investigadores classificam a manutenção preditiva como um tipo de manutenção preventiva.

A principal diferença entre manutenção preventiva e preditiva é que a manutenção preditiva utiliza a monitorização da condição do equipamento para definir as questões de manutenção necessárias, já a manutenção preventiva é baseada no tempo e depende de estatísticas de vida média (AL-SHAYEA, 2007).

A desvantagem da manutenção preditiva baseada na condição é a forte dependência na veracidade, informação completa e na correcta interpretação da informação recebida (AL-SHAYEA, 2007).

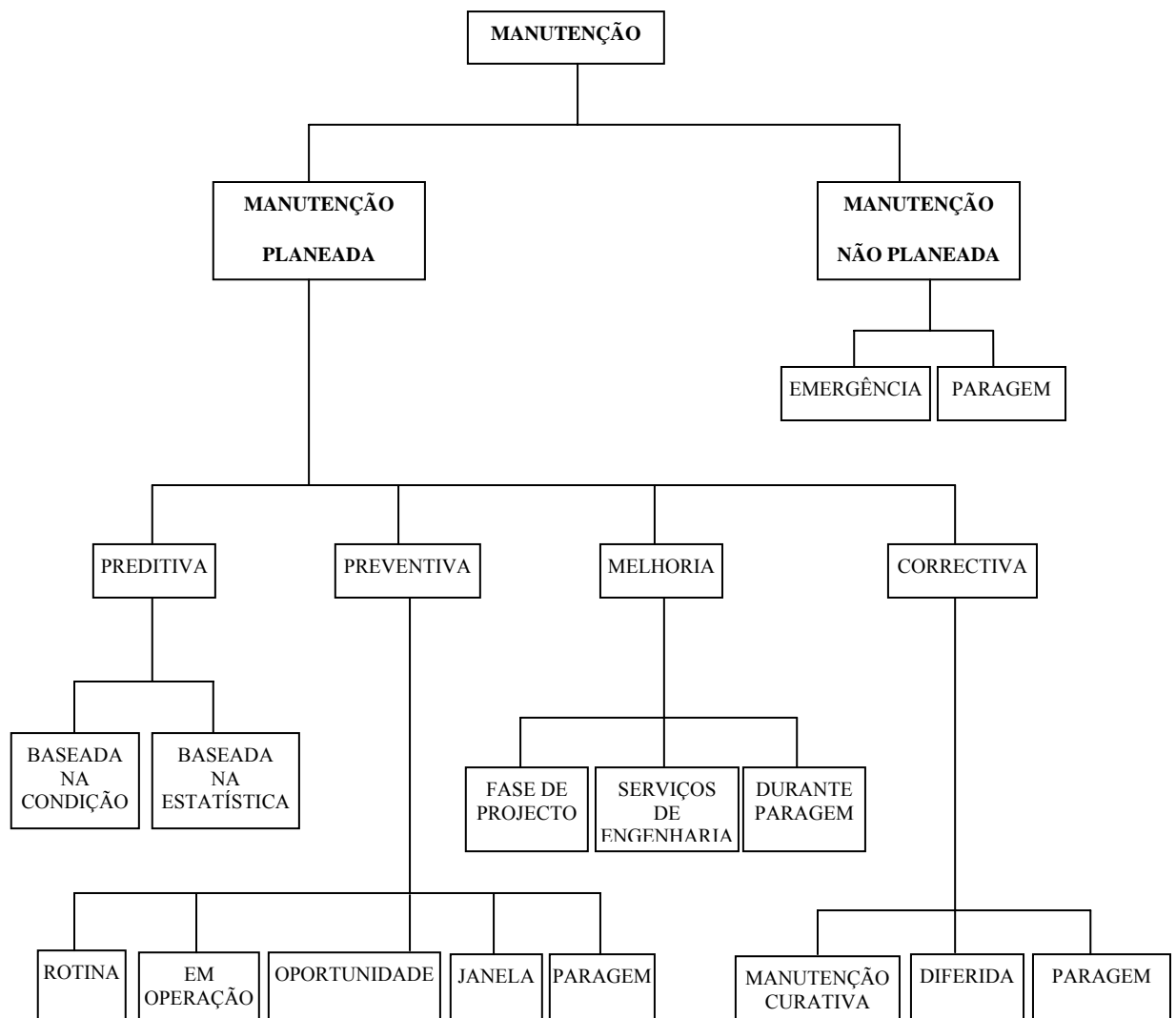


fig. 5.1 – Tipos de Manutenção (adaptado de AL-SHAYEA, 2007)

O início de um programa de monitorização da condição pode ser dispendioso, exigindo custos iniciais consideráveis incluindo necessidades das instalações e

formação do pessoal para efectivamente se utilizar as técnicas da monitorização da condição (SULLIVAN, 2004).

No entanto, existem muitas vantagens na utilização da manutenção preditiva baseada na condição. Uma monitorização da condição bem organizada permite controlar ou eliminar sinais estranhos antes de ocorrer uma deterioração significativa no estado do equipamento (U.S. Department, 2007). Portanto, o equipamento opera a um óptimo nível e a sua vida útil é maximizada sem aumentar o risco de falha.

As situações de paragem e os respectivos inconvenientes e custos de horas extra são eliminados (HIGGS, 2004).

A monitorização da condição minimiza o tempo de paragem através do planeamento integrado e da calendarização de reparações indicadas pelas técnicas de monitorização da condição (CABRAL, 2006), aumenta a vida do componente ao evitar as condições que reduzem o tempo de vida do equipamento (DUNN, 2009), assegura e aumenta a qualidade do produto (HIGGS, 2004), elimina danos secundários e permite maior comunicação, cooperação, coordenação entre operários e técnicos (CABRAL, 2006).

Permite a poupança de dinheiro em manutenção no longo prazo (HOWARTH, 2004), constituindo um investimento a longo prazo (HIGGS, 2004).

5.2. Manutenção e Monitorização da Condição de Redutores de Engrenagens

A manutenção preditiva baseada na condição de um redutor industrial e/ou de um motorreductor pressupõe a monitorização da condição de componentes críticos do redutor e do motor para detectar um problema mais cedo possível.

A monitorização de condição permite prevenir paragens não planeadas, diminuindo assim os custos de manutenção e aumentando a disponibilidade dos equipamentos.

Os componentes mais críticos são as chumaceiras de rolamento do motor, as chumaceiras de rolamento do redutor, as engrenagens, o freio do motor e o sistema de vedação do óleo.

A monitorização dos rolamentos é realizada através da medição da aceleração produzida pelas vibrações permitindo detectar sinais de desgaste nas chumaceiras de rolamentos numa fase precoce.

Tradicionalmente, a monitorização da condição através da análise de vibrações é realizada por dois métodos: monitorização permanente ou inspecção a intervalos regulares.

A monitorização de vibrações permanentes requer sistemas dispendiosos e complexos e conhecimentos de especialistas, também, dispendiosos.

A inspecção das vibrações a intervalos regulares produz menos teor de informação pois o acompanhamento não é permanente e requer um número considerável de pessoal altamente especializado.

O diagnóstico do freio pode ser realizado através da análise da função e do desgaste.

A aplicação de sensores permite obter informações sobre a funcionalidade do freio.

O diagnóstico do óleo do redutor pode ser efectuado através de análise térmica. Um sensor térmico instalado no redutor mede a temperatura do óleo para determinar o restante tempo de vida útil do redutor e indica a altura em que se deve fazer a mudança de óleo.

5.2.1. Sistemas de Monitorização da Condição Existentes no Mercado

Os parâmetros mais importantes a monitorizar dos redutores e motoredutores são a vibrações do motor, dos rolamentos do redutor e das engrenagens, funcionamento e desgaste do freio do motor e o tempo de vida do lubrificante do redutor.

Alguns sistemas de monitorização desses componentes críticos são unidades de diagnóstico tempo de vida do lubrificante, unidade de diagnóstico do desgaste do freio e unidade de diagnóstico de vibrações nos rolamentos, engrenagens e motor.

Para a monitorização do tempo de vida do lubrificante existe a unidade de diagnóstico *DUO 10 A*, com um sensor de temperatura. O sensor de temperatura está instalado submerso, no lubrificante do redutor, e recolhe as informações relativas à temperatura do óleo. Com base nas temperaturas medidas, a unidade calcula a vida útil

do óleo ((2)SEW, 2006). Esta unidade possibilita o planeamento antecipado dos períodos de mudança do óleo do redutor e monitoriza de forma contínua a temperatura do óleo do redutor, calculando imediatamente a vida útil residual dos óleos utilizados ((2) SEW, 2006).

A unidade memoriza os valores médios da temperatura a cada 60 segundos e determina os valores médios para um período de 15 minutos. Com base neste valor médio e numa curva de envelhecimento do óleo memorizada (vida útil do óleo com base na sua temperatura), a unidade de diagnóstico calcula a vida útil residual do óleo ((2) SEW, 2006).



fig. 5.2 – Unidade de Diagnóstico do Tempo de Vida do Lubrificante (idade do óleo) *DUO 10 A* (SEW)

O diagnóstico do desgaste do freio pode ser realizado pelo equipamento *DUB10A*, construído para o diagnóstico do freio através de análise das funções e do desgaste. Este apresenta um sensor que monitoriza o desgaste do freio e a sua funcionalidade.



fig. 5.3 – Unidade de Diagnóstico *DUB 10 A* (SEW)

Para a monitorização de vibrações das chumaceiras de rolamento, engrenagens ou do motor o equipamento de diagnóstico através de análise da vibração *DUV10A* é adequado ((3) SEW, 2006).

A unidade de diagnóstico *DUV10A* regista continuamente a vibração emitida pelo objecto a monitorizar e calcula as amplitudes das frequências com dano (por exemplo, no caso da chumaceira de rolamento, analisa três frequências: anel interno, anel externo e elemento rolante) ((3) SEW, 2006).

A unidade de diagnóstico pode calcular o máximo da média ponderada ou o valor máximo da aceleração ((3) SEW, 2006).

O sensor *DUV10A* é aparafusado próximo do rolamento, radialmente ao eixo de rotação ((3) SEW, 2006).

Esta unidade permite o reconhecimento precoce do desgaste dos rolamentos, o reconhecimento e leitura do estado de cada chumaceira de rolamento e/ou da progressão de danos, de modo simplificado, através de um visor e apresenta a possibilidade de ligação em rede ((3) SEW, 2006).



fig. 5.4 - Unidade de Diagnóstico para Análise de Vibrações em Chumaceiras de Rolamentos, do Motor e das Engrenagens *DUV 10 A* (SEW)

Outros sistemas de monitorização de vibrações encontram-se disponíveis noutras marcas.

O acelerómetro *MTN/410* foi desenvolvido para utilizar numa vasta gama de aplicações incluindo monitorização de bombas, ventiladores, motores e turbinas. Não requer fonte de energia externa, tornando-se ideal para monitorização da condição e manutenção preditiva.

O ecrã permite ao operador conhecer o estado do equipamento sem necessidade de acessórios complementares.



fig. 5.5 – Unidade de Diagnóstico de Vibrações *MTN410* (MONITRAN)

O sensor *Sentinel* diagnostica o nível máximo de vibrações, é capaz de operar á distância e em ambientes complicados.



fig. 5.6 - Unidade de Diagnóstico do Nível Máximo de Vibrações *Sentinel* (ENTEK/ROCKWELL)

O sensor de vibrações *Easy Check* é um sensor de fácil utilização que pode ser empregado para conhecer as vibrações ou a temperatura de bombas, ventiladores, motores eléctricos em condições de funcionamento constantes.



fig. 5.7 – Unidade de Diagnóstico do Aumento do Nível de vibrações *Easy Check* (FAG)

A unidade de diagnóstico *Vibrocontrol* apresenta um sistema com sensor de vibração absoluta integrado.

Monitoriza a velocidade eficaz de vibração ou o valor pico do deslocamento de vibração. A sua montagem é realizada na vertical.



fig. 5.8 - Unidade de Diagnóstico do Nível de Máximas Vibrações, *Vibrocontrol* (BRÜEL&KJAER)

6. PLANEAMENTO DAS ACÇÕES DE MANUTENÇÃO DO REDUTOR SELECCIONADO

O planeamento da manutenção para um redutor deve ter como base alguns aspectos fundamentais, como as informações recolhidas dos sensores, as informações sobre o cálculo de vida teórico dos rolamentos, a tabela de acções de manutenção sistemática constante das instruções de operação dos redutores e características do lubrificante.

6.1. Informações dos Sensores

Os sensores para a monitorização da condição do redutor podem ser divididos em três grupos: sensores para a análise de vibrações, sensores para a análise do lubrificante e sensores para a análise do desgaste do freio.

As informações recolhidas dos sensores de análise de vibração, permitem identificar prematuramente a existência de danos nos rolamentos ou engrenagens. Assim, logo que se receba um sinal de alarme do sensor, deve planear-se uma acção de manutenção com vista à resolução do problema;

Os sensores para a análise do lubrificante dão-nos informações sobre o tempo de vida do lubrificante, ou seja, estes sensores informam sobre os dias que restam para mudar o lubrificante. Com esta informação, podemos planear com exactidão os períodos de paragem para troca de lubrificantes;

Com a utilização de sensores de análise do desgaste do freio, pode realizar-se um planeamento individualizado das acções de manutenção, a cada unidade, dependendo do desgaste real do disco de freio.

6.2. Informações do Cálculo do Tempo de Vida Útil das Chumaceiras de Rolamento

O cálculo do tempo de vida teórico dos rolamentos depende do tipo de redutor e as suas características técnicas, como o momento máximo, a rotação de entrada, a potência a transmitir, a relação de transmissão, a forma construtiva e outros.

E também, consoante o tipo de aplicação, as cargas radiais e axiais aplicadas ao veio de saída, o número de horas de funcionamento numa unidade de tempo, a temperatura e condições ambiente e a posição de montagem

Para o redutor seleccionado calculámos, utilizando software desenvolvido para o efeito, o tempo de vida útil teórico dos rolamentos.

Com esta informação, podemos planear acções de manutenção e integrar essas acções no plano geral de manutenção do equipamento.

A chumaceira de rolamento 1 (*bearing 1*) do veio de saída do redutor seleccionado (*shaft 100*) (ver anexo T) é o que apresenta menor tempo de vida útil nominal, considerando o sentido de rotação no sentido horário. Este tem um tempo de vida útil aproximadamente igual a 6600 horas (anexo T).

O redutor seleccionado (secção 3.3) funciona diariamente 24 h, com estas informações conclui-se que esta chumaceira de rolamento deve ser substituída aproximadamente 275 dias após o arranque.

6.3. Tabela de Instruções de Operação

A tabela de acções de manutenção sistemática constante das Instruções de Operação dos redutores é fornecida por alguns fabricantes de redutores, juntamente com os equipamentos. Esta tabela deve servir de base para o plano geral de manutenção do equipamento.

Quadro 6.1 – Acções de manutenção sistemática constante das Instruções de Operação dos redutores
(SEW, 2005)

Frequência	O que fazer?
Diariamente	<ul style="list-style-type: none"> • Verificar a temperatura da caixa do redutor <ul style="list-style-type: none"> - Em caso de óleo mineral: Máx. 90°C - Em caso de óleo sintético: Máx. 100°C • Verificar se existem ruídos invulgares no redutor • Verificar se existem vazamentos no redutor
Após 500 – 800 horas de operação	<ul style="list-style-type: none"> • Primeira substituição do óleo após a primeira colocação em operação
Após 500 horas de operação	<ul style="list-style-type: none"> • Verificar o nível do óleo
Cada 3000 horas de operação, pelo menos a cada 6 meses	<ul style="list-style-type: none"> • Verificar o óleo: se o redutor opera no exterior ou em condições húmidas, verificar o estado de refrigeração por óleo/água • Abastecer de graxa os sistemas de vedação relubrificáveis • Limpeza do bujão de respiro
Cada 4000 horas de operação	<ul style="list-style-type: none"> • Para redutores com sistema Dry-well: relubrificar o rolamento veio de baixa velocidade mais externo
Dependendo das condições de operação, pelo menos a cada 12 meses	<ul style="list-style-type: none"> • Substituir o óleo mineral • Verificar se os parafusos de fixação estão apertados com firmeza • Verificar a contaminação e a condição do óleo/ar do sistema de refrigeração • Verificar o estado de refrigeração por óleo/água • Limpar o filtro de óleo e, se necessário substituí-lo.
Cada 8000 horas de operação, pelo menos a cada 2 anos	
Dependendo das condições de operação, pelo menos a cada 3 anos	<ul style="list-style-type: none"> • Substituição do óleo sintético
	<ul style="list-style-type: none"> • Retocar / refazer a pintura e a protecção anticorrosiva das superfícies

<p>Variável (dependente de fontes externas)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Limpar o exterior da carcaça do redutor e do ventilador • Verificar o aquecimento do óleo (no momento da troca de óleo): <ul style="list-style-type: none"> - Todos os cabos e terminais de ligação estão apertados com firmeza e não apresentam oxidação? - Limpar elementos de aquecimento incrustados, e trocar se necessário
--	--

6.4. Lubrificante do Redutor de Engrenagens

O redutor seleccionado é o redutor MC3PVSF05 (ver secção 3.3), com ventilador à entrada (ver secção 4.3 e anexo R). O lubrificante seleccionado para este redutor é o lubrificante sintético do tipo CLP HC, para uma temperatura de funcionamento, $t=85^{\circ}\text{C}$ (ver secção 4.3).

A figura 6.1 apresenta o tempo de vida de três tipos de lubrificante em função da sua temperatura de funcionamento.

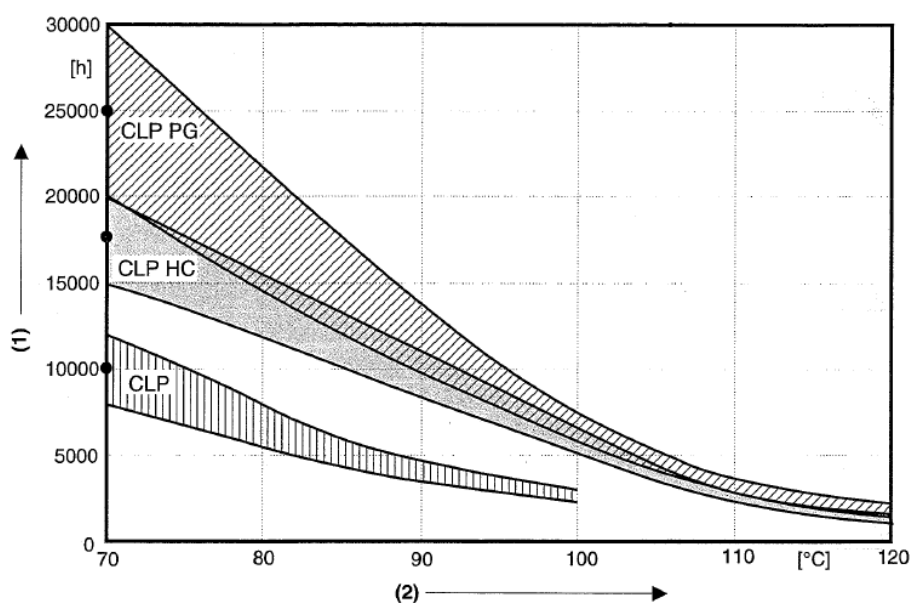


fig. 6.1 – Intervalos de Mudança de Lubrificante de Redutores da Série MC em Condições Normais (SEW-EURODRIVE, 2005)

Pelo gráfico da figura 6.1 pode-se verificar que o tempo de vida do lubrificante CLP HP, a uma temperatura de funcionamento de 85° C, é aproximadamente 11250 horas.

Como o redutor funciona 24 horas por dia, então o lubrificante deve ser mudado aproximadamente 469 dias após o arranque.

6.5. Acções de Planeamento do Redutor Seleccionado

As informações dos sensores, do cálculo do tempo de vida dos rolamentos do redutor, da tabela de instruções de operação e sobre o lubrificante do redutor permitem o planeamento das acções de manutenção.

Diariamente deve-se verificar a temperatura do óleo do redutor, como o óleo é sintético, esta deve ser inferior a 100 °C. Com a mesma frequência deve-se verificar se existem ruídos invulgares no redutor ou se existem vazamentos no redutor.

O nível do óleo deve ser medido após 500 horas de operação.

Após 500 a 800 horas de operação, deve-se realizar a substituição do óleo após a primeira colocação em operação do redutor.

A cada 3000 horas de operação ou pelo menos a cada 6 meses deve-se verificar o óleo, por exemplo com os sensores de análise do estado do óleo, abastecer de graxa os sistemas de vedação e a limpar do bujão de respiro.

A cada 4000 horas de operação o redutor com sistema de vedação deve voltar a ser lubrificado o rolamento mais externo do veio de saída.

A cada 6600 horas o rolamento 1 (*bearing 1*) do veio de saída deve ser substituído (ver secção 6.2).

Dependendo das condições de operação, pelo menos a cada 12 meses deve-se verificar se os parafusos de fixação estão apertados com firmeza, verificar se existe contaminação e a condição do ar do sistema de refrigeração, verificar o estado de refrigeração e limpar o filtro de óleo e, se necessário substituí-lo.

A cada 8000 horas deve-se retocar ou refazer a pintura e a protecção anticorrosiva das superfícies, limpar o exterior da caixa do redutor e do ventilador,

A cada 11250 horas de operação (secção 6.4) deve-se realizar a substituição do óleo sintético e verificar o aquecimento do óleo (no momento da troca de óleo).

7. Conclusões

No que se refere à forma construtiva do agitador, a forma como o veio do agitador é apoiado influencia as cargas aplicadas no veio de saída do redutor.

O tipo de acoplamento entre os veios do agitador e o veio de saída do redutor também é relevante pois influencia a forma como as cargas são transmitidas ao redutor. Na situação em que a união destes veios é realizada por um acoplamento rígido, as cargas actuam sobre as chumaceiras de rolamento do veio do redutor e dependem da forma como o veio do agitador está apoiado. Quando a união de veios é realizada por acoplamento elástico, as cargas não são transmitidas ao redutor.

A aplicação de um ventilador no veio de entrada do redutor originou uma diminuição da temperatura no banho de óleo deste, e consequentemente o tempo de vida do lubrificante sintético melhorou, aumentando assim o tempo vida do redutor.

A utilização de rolamentos reforçados no veio de saída do redutor permitiu aumentar o tempo de vida do redutor, uma vez que os rolamentos apresentaram maior tempo de vida útil.

A implementação de um plano de manutenção preditiva e monitorização da condição através da utilização de sensores para monitorizar os componentes críticos, conjuntamente com os resultados do tempo de vida útil das chumaceiras de rolamento mais solicitadas do redutor, o estudo do lubrificante e o conhecimento das operações de manutenção sistemática fornecidas pelo fabricante permitiram a elaboração de um plano global e a calendarização das acções de manutenção do redutor seleccionado.

8. BIBLIOGRAFIA

AL-SHAYEA, A.M. (2007) “Maintenance Definition”, King Saud University.

ANDERSEN, L. Bryce; CLUMP, Curtis W.; FOUST, Alan S.; MAUS, Louis; WENZEL, Leonard A. (1982) “Princípios de Operações Unitárias”, Rio de Janeiro, Guanabara Dois S.A., p. 501-507

ATIEMO-OBENG, Victor A.; KRESTA, Suzanne M.; PAUL, Edward L. (2004) “Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice”, John Wiley & Sons, Inc.

BLOCH, Heinz; SOARES, Claire (1998) “Process plant machinery”, Elsevier, 2ª edição.

BRANCO, C. Moura; COSTA, J. Domingos; FERREIRA, J. Martins; RIBEIRO, A. Silva (2005) “Projecto de Órgãos de Máquinas”, Calouste Gulbenkian, Lisboa.

CABRAL, José Paulo Saraiva (2006) “Organização e gestão da manutenção”, Lisboa, Lidel, 6ª Edição.

CHEMINEER (2009), <http://www.chemineer.com/>

COULSON, J.M.; RICHARDSON, J.F. (1968) “Tecnologia Química vol. II – Operações Unitárias”, Lisboa, Fundação Calouste Gulbenkian, 2ª Edição, p. 791-819.

COUPER, James R.; FAIR, James R.; PENNEY, W. Roy; WALAS, Stanley M. (2004) “Chemical process equipment: selection and design”, Gulf Professional Publishing, 2ª Edição.

DICKEY, David; SOUZA, Edmilson (2003) “Take Mixing to the Max”.

<http://www.chemicalprocessing.com/articles/2003/52.html>

DICKEY, David (2006) “Mind mixer mechanical design”.

<http://www.chemicalprocessing.com/articles/2006/059.html>

DILLON, B. S. (2002) “Engineering maintenance: a modern approach”, CRC Press.

DUNN, Sandy (2002) “Condition Monitoring in the 21st Century”, The Plant Resource Centre.

ETAR (2003) *In* Infopédia, Porto: Porto Editora, 2003-2009.

[http://www.infopedia.pt/\\$etar](http://www.infopedia.pt/$etar)

GEARS-GEARBOX, 2009.

<http://www.gears-gearbox.com/bevel-gearbox.html>

HARNOY, Avraham (2003) “Bearing Design in Machinery”, Marcel Dekker, New York.

HENRIOT, Georges; “Engrenage: usinage, rendements. Trains planétaires [BM 5624]”, Techniques de l'ingénieur, traité Génie mécanique.

HENRIOT, Georges (1999) “Engrenages. Conception. Fabrication.”, Dunond.

HIGGS, Philip A. (2004) “A Survey on condition monitoring systems in industry”, Manchester, ASME.

KARAAGAC, Celalettin; TOYGAR, M. Evren (2006) “Fracture and fatigue analysis of an agitator shaft with a circumferencial notch”.

www.elsevier.com/locate/engfracmech

KREN, Lawrence (2007) “How long will a bearing last? Standardized life equations help to answer”, Machine Design.

<http://machinedesign.com/article/the-meaning-of-bearing-life-0412>

KUBERA, Paul (2003) “Intimate contact”, Lightnin Americas.

<http://www.chemicalprocessing.com/articles/2003/256.html>

MAMEC (2002) “MAMEC Side-entry agitators – the last world in reliability”.

NAVAS, Helena Victorovna Guitiss Navas (1998) “Avarias em chumaceiras de rolamento provocadas por erros de montagem em transmissões por correia”, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa, Monte de Caparica.

O’CONNOR, P. D. T. (1984) “Practical reliability engineering”, Jonh Wiley and Sons.

SCHAEFFLER (2008) “Objectivo: evitar paragens imprevistas”, *Manutenção*, 98/99 – 2º trimestre, p. 26, 27, 28.

SEW Eurodrive (2009) “Condition Monitoring”, Alemanha.

SEW Eurodrive (2008) “Industrial Gear Units: Training”.

SEW Eurodrive (2005) “Industrial Gear Units of the MC Series - Catalogue”, Alemanha.

SEW Eurodrive (2007) “Industrial Gear Units of the ML Series – Catalogue”, Singapura.

SEW Eurodrive (2006) “Redutores e moto-redutores - Manual de Instruções”, Alemanha.

(2) SEW Eurodrive (2006) “Unidade de diagnóstico DUO10 A - Manual”, Alemanha.

SEW Usocome (2002) “Helical and Bevel-Helical Gear Units – Catalogue”

(1) SILVERSON (2009) “Agrochemical Industry -Manufacture of Pesticides”

<http://www.silverson.com/>

(2) SILVERSON (2009) “Manufacture of Toothpaste”

<http://www.silverson.com/>

(3) SILVERSON (2009) “Production of Cough Mixtures and Pharmaceutical Syrups - Solutions for Your toughest mixing - Applications in pharmaceuticals”

<http://www.silverson.com/>

(4) SILVERSON (2009) “Xanthan Gum in Chemical Applications”

<http://www.silverson.com/>

SHIGLEY, Joseph Edward (1986) “Mechanical Engineering Design”, McGraw Hill, 1ª Edição métrica, Singapura.

ZLOKARNIK, Marko (2004) "Mixing, Introduction" in *Ullman's Processes and Process Engineering 2*, Leverkusen: Wiley-VCH, p. 1081 – 1082.

ZLOKARNIK, Marko (2001) "Stirring: Theory and Practice", Wiley-VCH, p. 1 – 15.

ANEXOS

Anexo A

Tabela de potências nominais (SEW-EURODRIVE, 2002)

MC2P	Size Taille	n _i 1/min	Nominal Mechanical Power Ratings P _N in kW					Puissances mécaniques nominales P _N en kW				
			Nominal Ratio i _N					Rapport de réduction nominal i _N				
			7.1	8	9	10	11.2	12.5	14	16	18	20
02	1800	190	171	157	149	137	125	110	91,9	82,4	67,3	
	1500	167	151	132	131	115	110	91,7	77,1	69,1	56,4	
	1200	143	127	106	111	91,8	89,1	73,5	62,1	55,7	45,4	
	1000	126	106	88,8	93,3	76,6	74,4	61,3	52	46,7	38	
03	1800	236	220	199	192	176	155	149	130	118	95,2	
	1500	208	193	176	169	155	130	131	109	98,7	79,9	
	1200	178	165	150	144	133	105	106	87,8	79,5	64,4	
	1000	157	146	125	127	112	87,6	88,4	73,5	66,6	54	
04	1800	307	284	264	245	227	207	192	175	167	143	
	1500	270	250	232	216	200	182	169	151	141	120	
	1200	231	214	198	185	171	155	144	121	113	96,2	
	1000	203	188	175	162	150	129	122	101	94,5	80,6	
05	1800	428	396	368	345	319	289	270	248	226	187	
	1500	377	349	324	304	281	243	237	207	189	157	
	1200	322	298	277	260	240	196	195	167	152	126	
	1000	284	262	242	229	207	164	163	140	127	106	
06	1800	514	507	469	395	395	338	338	315	291	237	
	1500	452	446	413	348	348	298	298	273	243	198	
	1200	387	382	353	298	298	255	254	219	196	160	
	1000	341	336	311	262	259	224	212	184	164	134	
07	1800	657	629	580	512	500	427	427	389	354	320	
	1500	578	554	510	451	441	376	376	343	312	270	
	1200	495	474	436	386	377	321	321	293	267	217	
	1000	436	417	384	339	332	283	281	256	225	182	
08	1800	828	828	765	650	650	541	541	509	473	426	
	1500	729	729	673	572	572	476	476	448	417	357	
	1200	623	623	576	489	489	407	407	383	346	288	
	1000	549	549	507	431	431	358	358	321	289	242	
09	1800	1066	1066	1042	846	846	719	719	719	659	601	
	1500	938	938	917	745	745	633	633	633	580	504	
	1200	802	802	784	637	637	541	541	541	489	405	
	1000	706	706	690	561	561	477	477	455	410	339	

MC3P		22.5	25	28	31.5	35.5	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112
02	1800	74,1	61	50,9	49,1	41	43,3	35,6	29,7	28,5	24	22,5	19,1	15,5	16,1	13,1
	1500	62,1	51,1	42,6	41,2	34,4	36,3	29,7	24,9	23,7	20,1	18,8	16	13	13,5	11
	1200	50	41,2	34,4	33	27,7	29,3	23,8	20,1	19	16,2	15,1	12,9	10,5	10,9	8,84
	1000	42	34,5	28,8	27,6	23,2	24,5	19,8	16,9	15,9	13,6	12,6	10,8	8,78	9,17	7,42
03	1800	99	88,2	73	69,9	57,8	58,6	51,1	42,3	40,5	33,5	32,6	27	21,8	21,7	17,5
	1500	82,5	73,9	61,2	58,6	48,5	48,8	42,9	35,5	33,8	28,1	27,1	22,7	18,3	18,2	14,7
	1200	66	59,6	49,3	47	39,1	39,1	34,6	28,6	27	22,7	21,7	18,3	14,8	14,7	11,8
	1000	55	50	41,4	39,1	32,8	32,6	29	24	22,5	19	18,1	15,3	12,4	12,4	9,99
04	1800	118	118	101	94,2	79,2	70,3	70	58,4	55,3	45,8	44,3	36,5	31	30,1	26
	1500	98	98	84,3	79	66,1	58,6	58,6	48,7	46,3	38,2	37,2	30,4	26	25,1	21,8
	1200	78,4	78,4	67,6	63,6	52,9	46,9	39	37,4	30,6	30	24,4	21	20	20	17,6
	1000	65,3	65,3	56,4	53,4	44,2	39,1	39,1	32,6	31,3	25,5	25,1	20,3	17,6	16,7	14,8
05	1800	135	135	135	121	109	89,8	82,1	81,9	72,8	64,6	57,8	51,1	42,2	38,8	34,8
	1500	113	113	113	101	91,2	75,3	68,4	68,4	60,7	54,2	48,1	42,9	35,4	32,4	29,2
	1200	90,3	90,3	90,3	80,5	73,5	60,7	54,7	54,7	48,6	43,7	38,5	34,6	28,5	25,9	23,5
	1000	75,2	75,2	75,2	67,1	61,6	50,9	45,6	40,5	36,6	32,1	29	23,9	21,6	21,6	19,8
06	1800	161	161	161	146	142	115	96,1	96,1	87,2	83	69,8	66,2	54,5	53,2	45,3
	1500	134	134	134	122	119	97	80,1	80,1	72,7	69,6	58,1	55,5	45,7	44,3	38
	1200	107	107	107	97,6	95,9	78,4	64,1	64,1	58,1	56,1	46,5	44,8	36,8	35,4	30,6
	1000	89,3	89,3	89,3	81,3	80,4	65,9	53,4	53,4	48,4	47	38,8	37,6	30,9	29,5	25,7
07	1800	219	219	219	197	197	160	131	131	117	116	95,5	94,5	76,3	63,5	59,7
	1500	183	183	183	164	164	134	109	109	97,6	97,3	79,6	79,2	64	53	50,1
	1200	146	146	146	131	131	108	87,2	87,2	78,1	78,1	63,7	63,7	51,6	42,4	40,4
	1000	122	122	122	110	110	90,8	72,7	72,7	65,1	65,1	53,1	53,1	43,2	35,3	34
08	1800	323	323	323	280	260	216	197	187	170	148	138	120	100	92,8	81,7
	1500	284	284	275	246	218	181	165	157	142	124	115	101	84,2	77,4	68,5
	1200	227	227	221	199	175	146	133	126	114	100	92,4	81,1	67,8	61,9	55,2
	1000	189	189	185	166	147	123	110	106	95,3	83,9	77,3	68	56,9	51,6	46,4
09	1800	410	410	410	360	360	296	276	254	233	207	187	167	138	135	112
	1500	361	361	361	317	301	248	230	213	195	174	156	140	115	112	93,6
	1200	309	309	297	271	243	200	184	171	156	140	125	113	91,8	89,7	74,9
	1000	259	259	249	229	203	167	153	144	130	118	104	94,7	76,5	74,8	62,4

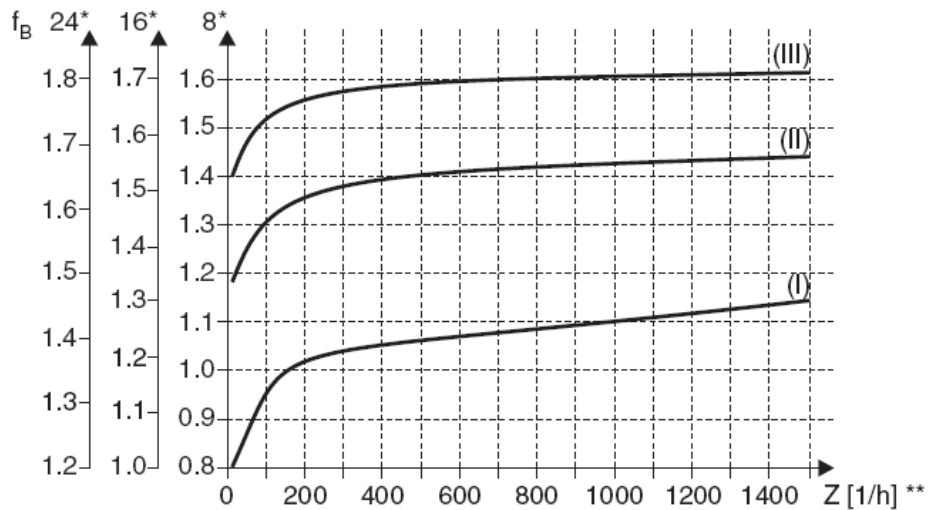
Anexo B

Rendimento dos redutores (SEW-EURODRIVE, 2002)

2 Estágios	0.97
3 Estágios	0.955

Anexo C1

Factor de serviço (SEW-EURODRIVE, 2006)



*Tempo de operação diária em horas/dias.

**Frequência de arranques Z : os ciclos incluem todos os processos de arranque e frenagem bem como comutações de rotações baixas para altas e vice-versa.

Grau de impacto

distingue-se entre três graus de impacto:

- (I) Uniforme, factor de aceleração permitido $\leq 0,2$
- (II) Não uniforme, factor de aceleração permitido ≤ 3
- (III) Extremamente não uniforme, factor de aceleração permitido ≤ 10

Anexo C2

Factor de serviço (SEW-EURODRIVE, 2007)

Field of application/industry	Driven machine	Service factor operating period /day		
		< 3 h	3-10 h	> 10 h
Agitators and mixers	Agitators for liquids	1.00	1.25	1.50
	Agitators for liquids (variable density)	1.20	1.50	1.65
	Agitators for solids (non-uniform material)	1.40	1.60	1.70
	Agitators for solids (uniform material)	-	1.35	1.40
	Concrete mixers	-	1.50	1.50
Cableways	Material ropeways	-	1.40	1.50
	Aerial tramways	1) ¹⁾	1) ¹⁾	1) ¹⁾
	Surface lifts	1) ¹⁾	1) ¹⁾	1) ¹⁾
	Continuous aerial tramways	1) ¹⁾	1) ¹⁾	1) ¹⁾
	Funicular railway	1) ¹⁾	1) ¹⁾	1) ¹⁾
Conveyors	Bucket elevators	-	1.40	1.50
	Hoists - other	-	1.50	1.80
	Belt conveyors ≤ 100 kW	1.15	1.25	1.40
	Belt conveyors > 100 kW	1.15	1.30	1.50
	Apron feeders	-	1.25	1.50
	Screw feeders	1.15	1.25	1.50
	Shakers, reciprocating	1.55	1.75	2.00
	Escalators	1.55	1.25	1.50
	Passenger lifts	1) ¹⁾	1) ¹⁾	1) ¹⁾
Compressors	Reciprocating	-	1.80	1.90
	Centrifugal compressor	-	1.40	1.50
	Screw-type	-	1.50	1.75
Cranes and hoists	Cranes and hoists	2) ²⁾	2) ²⁾	2) ²⁾
Energy	Frequency converters	-	1.80	2.00
	Water wheels (low speed)	-	-	1.70
	Water turbines	-	-	1) ¹⁾
Fans	Heat exchangers	1.50	1.50	1.50
	Dry cooling towers	-	-	2.00
	Wet cooling towers	2.00	2.00	2.00
	Blowers (axial and radial)	1.50	1.50	1.50
Food industry	Crushers and mills	-	-	1.75
	Beet slicer	-	1.25	1.50
	Drying Drums	-	1.25	1.50

1) Contact SEW-EURODRIVE

2) Contact SEW-EURODRIVE; dimensioning according to FEM1001

Field of application/industry	Driven machine	Service factor operating period /day		
		< 3 h	3-10 h	> 10 h
Metal mills	Winders	-	1.60	1.75
	Slitters	1.55	1.75	2.00
	Table conveyors, individual drives	1)	1)	1)
	Table conveyors, group drives	1)	1)	1)
	Table conveyors, reversing	1)	1)	1)
	Wire drawing machines	1.35	1.50	1.75
	Flattening machines	1)	1)	1)
Mills and drums	Dryers and coolers	-	1.50	1.60
	Kilns	-	-	2.00
	Ball mills	-	-	2.00
	Coal mills	-	1.50	1.75
Pumps	Centrifugal pumps	1.15	1.35	1.45
	Reciprocating (single-cylinder)	1.35	1.50	1.80
	Reciprocating (multi-cylinder)	1.20	1.40	1.50
	Spiral pumps	-	1.25	1.50
	Rotary (gear type, vane)	-	-	1.25
Lumber industry	Lumber industry	1)	1)	1)
Mining industry	Crushers	1.55	1.75	2.00
	Screens and shakers	1.55	1.75	2.00
	Slewing drives	-	1.55	1.80
	Dredgers	1)	1)	1)
Pulp and paper industry	Debarking Drums and Barkers	1.55	1.80	2.00
	Rolls (pick-up, wire drive, wire suction)	-	1.80	2.00
	Dryer cylinders (anti-friction bearings)	-	1.80	2.00
	Calenders (anti-friction bearings)	-	1.80	2.00
	Filters (pressure vacuum)	-	1.80	2.00
	Beaters and chippers	1.55	1.75	2.00
	Jordan mills	-	1.50	1.75
	Presses (bark, felt, size, suction)	-	-	1.75
	Reels	-	-	1.75
	Pulpers	1)	1)	1)
	Washer filters	-	-	1.50
	Yankee cylinders (dryers)	1)	1)	1)
Rubber and plastic industry	Extruders (plastic)	-	1.40	1.60
	Extruders (rubber)	-	1.50	1.80
	Rubber mills (2 in a row)	1.55	1.75	2.00
	Rubber mills (3 in a row)	-	1.50	1.75
	Warming mills	1.35	1.50	1.75
	Calenders	-	1.65	1.65
	Grinders	1.55	1.75	2.00
	Mixing mills	1)	1)	1)
	Sheeters	1.55	1.75	2.00
	Refiners	1.55	1.75	2.00
	Tubers	1)	1)	1)
Waste water treatment	Impeller areator	-	1.80	2.00
	Thickeners	1.15	1.25	1.50
	Vacuum filters	1.15	1.30	1.50
	Collectors	1.15	1.25	1.50
	Screw pump	-	1.30	1.50
	Brush areators	-	-	2.00

1) Contact SEW-EURODRIVE

Anexo D

Relação de transmissão exacta (SEW-EURODRIVE, 2002)

Size Taille	Exact Ratios i_{ex}					Rapports de réduction exacts i_{ex}										
	Nominal Ratio i_N					Rapport de réduction nominal i_N										
MC2P	7.1	8	9	10	11.2	12.5	14	16	18	20						
	02	7,070	8,176	9,175	9,829	11,366	12,314	14,240	15,981	17,880	20,238					
	03	7,291	8,226	9,280	9,952	11,227	12,697	14,324	16,160	17,913	20,401					
	04	7,124	8,014	8,958	9,945	11,186	12,723	14,312	15,998	17,115	19,250					
	05	7,104	7,996	8,871	9,783	11,012	12,522	14,095	15,636	17,236	19,400					
	06	6,817	7,889	8,853	9,822	11,366	12,036	13,927	15,630	17,588	19,908					
	07	6,860	7,725	8,677	9,647	10,863	12,194	13,731	15,424	17,664	20,249					
	08	7,005	7,888	8,958	9,798	11,033	12,488	14,063	15,969	17,763	19,895					
	09	6,911	7,992	8,969	9,534	11,025	11,767	13,607	15,271	17,012	19,256					
MC3P	22.5	25	28	31.5	35.5	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112	
	02	22,303	25,791	28,945	32,314	36,265	38,887	44,968	50,467	56,341	63,231	71,200	79,907	90,446	95,359	107,937
	03	22,650	25,552	28,828	32,599	36,778	39,810	44,909	50,667	57,295	64,640	71,618	80,800	92,022	101,822	115,963
	04	23,204	26,101	29,176	33,394	37,329	40,276	45,304	50,642	57,962	64,792	72,860	81,444	91,602	97,558	109,725
	05	22,575	25,412	28,191	32,528	36,084	40,615	43,547	48,308	55,740	61,835	71,064	78,833	88,733	96,362	108,464
	06	22,801	26,385	29,611	32,330	36,284	41,069	45,957	51,576	56,313	63,199	71,100	79,795	90,319	96,735	109,493
	07	22,380	25,202	28,310	31,856	35,783	41,020	43,887	49,298	55,473	62,312	68,655	77,119	88,405	99,479	114,036
	08	21,695	24,431	27,742	31,139	35,360	39,603	43,631	49,545	55,612	63,150	69,091	78,456	87,871	97,274	108,947
	09	21,634	25,017	28,076	30,877	34,652	39,223	44,098	49,491	54,427	61,082	68,034	76,353	86,423	93,938	106,328

Anexo E

Factor de pico, F_p (SEW-EURODRIVE, 2007)

	Frequency of peak load per hour					
	1 ... 5	6 ... 20	21 ... 40	41 ... 80	81 ... 160	> 160
Peak factor F_p	1.00	1.20	1.30	1.50	1.75	2.00

Anexo F

Rácio térmico do redutor, P_{TH} (SEW-EURODRIVE, 2002)

Size Taille	Fan pcs Nb. ventil.	Thermal Ratings P_{TH} in kW Calculated with $n_1=1500$ 1/min								Puissance thermique P_{TH} en kW calculée avec $n_1=1500$ 1/min							
		Nominal Ratio i_N / Ambient Air Temperature								Rap. de réduction nominal i_N / Temp. ambiante							
		MC2P								MC3P							
		$i_N = 7.1 \dots 14$				$i_N = 16 \dots 20$				$i_N = 22.5 \dots 63$				$i_N = 71 \dots 112$			
		20 °C	30 °C	40 °C	50 °C	20 °C	30 °C	40 °C	50 °C	20 °C	30 °C	40 °C	50 °C	20 °C	30 °C	40 °C	50 °C
02	-	49	37	25	12	43	31	19	7	48	39	30	20	44	34	25	16
	1	104	84	65	45	91	71	52	32	90	75	61	46	80	65	50	35
	2	131	108	85	62	115	92	68	45	-	-	-	-	-	-	-	-
03	-	61	46	31	15	54	39	24	8	60	48	37	25	54	43	31	19
	1	129	105	81	56	113	89	64	40	112	93	75	56	99	81	62	44
	2	163	134	106	77	142	114	85	56	-	-	-	-	-	-	-	-
04	-	77	58	39	19	68	49	30	11	74	60	45	31	67	53	38	24
	1	163	132	102	71	143	112	81	51	139	116	93	70	123	100	77	54
	2	206	170	133	97	180	144	107	71	-	-	-	-	-	-	-	-
05	-	88	66	44	22	77	56	34	12	86	69	52	36	78	61	44	28
	1	186	151	116	81	162	128	93	58	160	134	107	81	142	116	89	63
	2	235	193	152	110	205	163	122	81	-	-	-	-	-	-	-	-
06	-	106	80	53	27	94	68	41	15	102	82	63	43	93	73	53	33
	1	226	183	141	99	198	155	113	70	191	159	128	96	170	138	106	75
	2	285	235	185	134	249	199	149	98	-	-	-	-	-	-	-	-
07	-	131	98	66	33	116	83	50	18	125	101	77	53	114	89	65	41
	1	277	225	173	121	243	191	138	86	234	196	157	118	208	169	131	92
	2	351	289	227	165	306	244	182	120	-	-	-	-	-	-	-	-
08	-	162	122	82	41	144	103	63	22	155	125	95	65	141	111	81	51
	1	345	280	215	150	302	237	172	107	290	242	194	146	258	210	162	114
	2	436	359	282	205	380	304	227	150	-	-	-	-	-	-	-	-
09	-	188	142	95	48	167	120	73	26	184	148	113	77	167	131	95	60
	1	400	325	249	174	350	275	200	124	344	287	230	173	305	248	191	135
	2	505	416	327	238	441	352	263	174	-	-	-	-	-	-	-	-

Anexo G

Factor de altitude, f_1 (SEW-EURODRIVE, 2007)

	Altitude (metres above sea level)				
	0	1000	2000	3000	4000
f_1	1.0	0.95	0.91	0.87	0.83

Anexo H

Factor de opção de montagem, f_2 (SEW-EURODRIVE, 2007)

	Mounting type	
	Shaft mounted with torque arm	All other mounting options
f_2	1.07	1.00

Anexo I

Factor de localização de instalação, f_3 (SEW-EURODRIVE, 2007)

	Installation location		
	Open area. Air flow $\geq 3.7\text{m/s}$	Large premises, eg workshop. Air flow $\geq 1.4\text{m/s}$	Small confined spaces. Air flow $\geq 0.5\text{m/s}$
f_3	1.0	0.75	0.53

Anexo J

Factor de ciclo de operação, f_4 (SEW-EURODRIVE, 2007)

	Time under load per hour in %				
	100	80	60	40	20
f_4	1.0	1.06	1.16	1.35	1.78

Anexo L

Factor de lubrificação, f_L (SEW-EURODRIVE, 2007)

	Type of lubrication	
	Pressure	Bath or splash
f_L	1.1	1.0

Anexo M

Factor de temperatura ambiente, f_T (SEW-EURODRIVE, 2007)

	Ambient air temperature [°C]				
	10	20	30	40	50
f_T	1.32	1.18	1.0	0.79	0.60

Anexo N

Factores de conversão: $a(\text{mm})$, $B(\text{mm})$ e $c_F(\text{mm})$ e $F_F(\text{mm})$ (SEW-EURODRIVE, 2006)

Tipo de redutor	a	B	$c_F (f_B = 1.5)$	$c_F (f_B = 2.0)$	F_F
RM57	1047	47	1220600	1260400	277
RM67	1047	47	2047600	2100000	297.5
RM77	1050	50	2512800	2574700	340.5
RM87	1056.5	56.5	4917800	5029000	414
RM97	1061	61	10911600	11124100	481
RM107	1069	69	15367000	15652000	554.5
RM137	1088	88	25291700	25993600	650
RM147	1091	91	30038700	31173900	756
RM167	1089.5	89.5	42096100	43654300	869

Anexo O

Força radial admissível, F_{Ra} , e a força axial permitida, F_{Aa} (SEW-EURODRIVE, 2006)

$$f_{Bmin} = 1,5; L_{10h} = 10\,000\,h$$

		n_a [1/min]							
		< 16	16-25	26-40	41-60	61-100	101-160	161-250	251-400
RM57	F_{Ra} [N]	400	400	400	400	400	405	410	415
	F_{Aa} [N]	18800	15000	11500	9700	7100	5650	4450	3800
RM67	F_{Ra} [N]	575	575	575	580	575	585	590	600
	F_{Aa} [N]	19000	18900	15300	11900	9210	7470	5870	5050
RM77	F_{Ra} [N]	1200	1200	1200	1200	1200	1210	1210	1220
	F_{Aa} [N]	22000	22000	19400	15100	11400	9220	7200	6710
RM87	F_{Ra} [N]	1970	1970	1970	1970	1980	1990	2000	2010
	F_{Aa} [N]	30000	30000	23600	18000	14300	11000	8940	8030
RM97	F_{Ra} [N]	2980	2980	2980	2990	3010	3050	3060	3080
	F_{Aa} [N]	40000	36100	27300	20300	15900	12600	9640	7810
RM107	F_{Ra} [N]	4230	4230	4230	4230	4230	4230	3580	3830
	F_{Aa} [N]	48000	41000	30300	23000	18000	13100	9550	9030
RM137	F_{Ra} [N]	8710	8710	8710	8710	7220	5060	3980	6750
	F_{Aa} [N]	70000	70000	70000	57600	46900	44000	35600	32400
RM147	F_{Ra} [N]	11100	11100	11100	11100	11100	10600	8640	10800
	F_{Aa} [N]	70000	70000	69700	58400	45600	38000	32800	30800
RM167	F_{Ra} [N]	14600	14600	14600	14600	14600	14700	–	–
	F_{Aa} [N]	70000	70000	70000	60300	45300	36900	–	–

$$f_{Bmin} = 2,0; L_{10h} = 25\,000\,h$$

		n_a [1/min]							
		< 16	16-25	26-40	41-60	61-100	101-160	161-250	251-400
RM57	F_{Ra} [N]	410	410	410	410	410	415	415	420
	F_{Aa} [N]	12100	9600	7350	6050	4300	3350	2600	2200
RM67	F_{Ra} [N]	590	590	590	595	590	595	600	605
	F_{Aa} [N]	15800	12000	9580	7330	5580	4460	3460	2930
RM77	F_{Ra} [N]	1210	1210	1210	1210	1210	1220	1220	1220
	F_{Aa} [N]	20000	15400	11900	9070	6670	5280	4010	3700
RM87	F_{Ra} [N]	2000	2000	2000	2000	2000	1720	1690	1710
	F_{Aa} [N]	24600	19200	14300	10600	8190	6100	5490	4860
RM97	F_{Ra} [N]	3040	3040	3040	3050	3070	3080	2540	2430
	F_{Aa} [N]	28400	22000	16200	11600	8850	6840	5830	4760
RM107	F_{Ra} [N]	4330	4330	4330	4330	4330	3350	2810	2990
	F_{Aa} [N]	32300	24800	17800	13000	9780	8170	5950	5620
RM137	F_{Ra} [N]	8850	8850	8850	8830	5660	4020	3200	5240
	F_{Aa} [N]	70000	59900	48000	37900	33800	31700	25600	23300
RM147	F_{Ra} [N]	11400	11400	11400	11400	11400	8320	6850	8440
	F_{Aa} [N]	70000	60600	45900	39900	33500	27900	24100	22600
RM167	F_{Ra} [N]	15100	15100	15100	15100	15100	13100	–	–
	F_{Aa} [N]	70000	63500	51600	37800	26800	23600	–	–

Anexo P

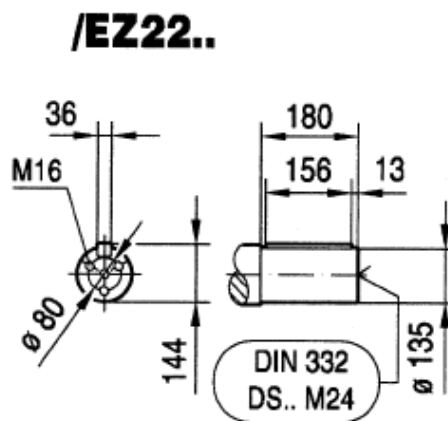
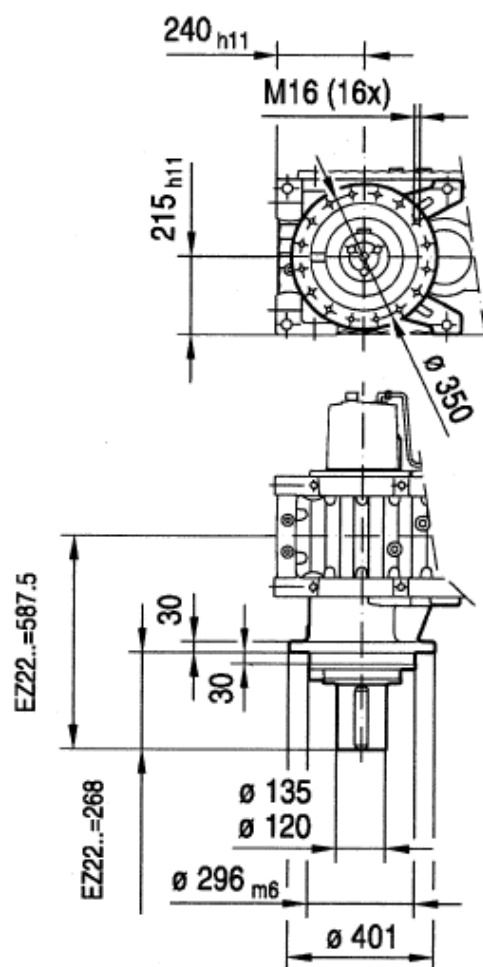
Temperatura do óleo do redutor em função do número de estágios (SEW-EURODRIVE, 2007)

Temperatura (°C)	Nº de estágios do redutor
90	2 / 3
80	4
70	5

Anexo Q

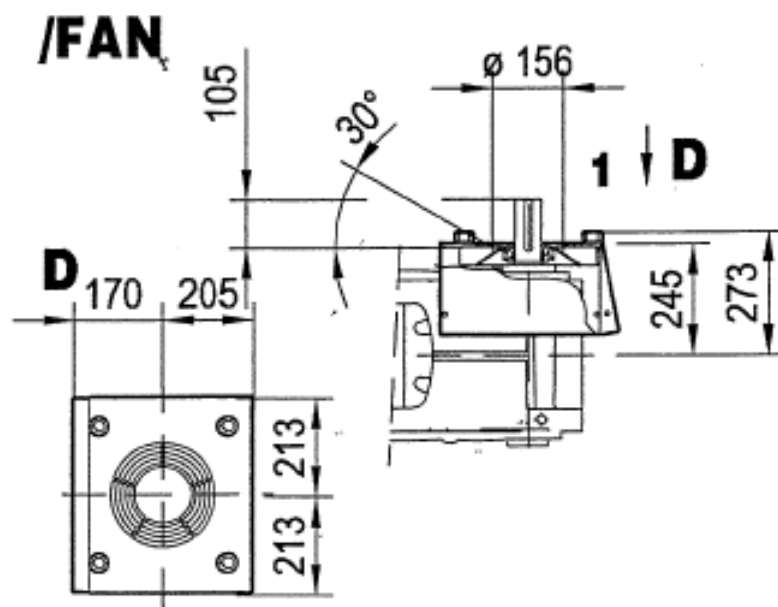
Desenho do redutor MC3PVSF05 (SEW-EURODRIVE, 2005)

MC3PVSF05 /EZ.. 623 kg



Anexo R

Ventilador para o redutor MC3PVSF05 (SEW-EURODRIVE, 2005)



Anexo S

Dados Técnicos do Redutor Seleccionado

MC.P.S05 (ratio= 22.58)
Gear data

Item	Symbol	unit	1st stage pinion / gear
Type of gear	-	-	helical
Center distance	a	mm	112
No of teeth	z	-	26 / 60
Facewidth	b	mm	45
Normal module	mn	mm	2.5
Pressure angle	alfa_n	°	20
Helix angle	beta	°	12
Material	-	-	20MnCr5 / 20MnCr5
Heat treatment	-	-	Case Hardening
Ratio	i	-	2.308
speed	n1,n2	1/min	1480 / 641
Pitch diameter	d1,d2	mm	66.452 / 153.351
Item	Symbol	unit	2nd stage pinion / gear
Type of gear	-	-	helical
Center distance	a	mm	154
No of teeth	z	-	24 / 75
Facewidth	b	mm	62
Normal module	mn	mm	3
Pressure angle	alfa_n	°	20
Helix angle	beta	°	12
Material	-	-	18CrNiMo7-6 / 18CrNiMo7-6
Heat treatment	-	-	Case Hardening
Ratio	i	-	3.125
speed	n1,n2	1/min	641 / 205
Pitch diameter	d1,d2	mm	73.609 / 230.027
Item	Symbol	unit	3rd stage pinion / gear
Type of gear	-	-	helical
Center distance	a	mm	220
No of teeth	z	-	23 / 72
Facewidth	b	mm	92
Normal module	mn	mm	4
Pressure angle	alfa_n	°	20
Helix angle	beta	°	10
Material	-	-	18CrNiMo7-6 / 18CrNiMo7-6
Heat treatment	-	-	Case Hardening
Ratio	i	-	3.13
speed	n1,n2	1/min	205 / 66
Pitch diameter	d1,d2	mm	105.097 / 328.998

Anexo T

Folha de Resultados

Gear unit recalculation for rated operation

MC.P.S05

i_{ex}	= 22,58	K_A	= 1,00	
n_2	= 65,56 1/min	n_1	= 1.480 1/min	Shaftposition: 14
M_{K2}	= 10.536 Nm	P_{K1}	= 75 kW	

a) Output shaft position 4

F_{R2}	= 40.000 N (X=L/2 mm, $\alpha=0^\circ$)
F_{A2}	= 20.000 N

b) Input shaft position 1

F_{R1}	= 0 N
F_{A1}	= 0 N

1. Gear Safety Factor

a)	Final gear	$i = 3,13$				
	Tooth flank safety	DIN3990	Pinion	1,47	Gear	1,47
	Tooth root safety	DIN3990	Pinion	3,04	Gear	2,61
b)	Gear unit stage 2	$i = 3,125$				
	Tooth flank safety	DIN3990	Pinion	1,49	Gear	1,49
	Tooth root safety	DIN3990	Pinion	2,96	Gear	2,55
c)	Gear unit stage 1	$i = 2,308$				
	Tooth flank safety	DIN3990	Pinion	1,59	Gear	1,59
	Tooth root safety	DIN3990	Pinion	3,28	Gear	2,81

2. Key safety factor acc. to DIN 6892

a)	Customer end	2,92
	Final gear	2,77
b)	Gear 4	1,81
c)	Gear 2	2,22
d)	Stickon Pinion	5,66

3. Safety margin against fatigue

a)	Shaft 100	3,56
	Material	42CrMo4
b)	Shaft 201	2,91
c)	Shaft 301	1,58
d)	Shaft 401	7,06

4. Nominal bearing service life of the gear unit $L_{h\text{ nom}}$

(Bearing service lives From CCW / CW rotation Item no. as entered on spare parts list)

a)	Shaft 100				
	Bearing 1	32028X	Item no. 110	≥	32.000 / 6.600
	Bearing 2	32028X	Item no. 110	≥	37.000 / 16.000
b)	Shaft 201				
	Bearing 1	32314	Item no. 210	≥	41.000 / 27.000
	Bearing 2	32314	Item no. 210	≥	26.000 / 32.000
c)	Shaft 301				
	Bearing 1	32311	Item no. 310	≥	22.000 / 98.000
	Bearing 2	32311	Item no. 310	≥	18.000 / 16.000
d)	Shaft 401				
	Bearing 1	33210	Item no. 411	≥	25.000 / 250.000
	Bearing 2	32308	Item no. 410	≥	32.000 / 21.000

5. Bearing service life of the gear unit $L_{h\text{ mod}}$ (aDIN , SEW)

(Bearing service lives From CCW / CW rotation Item no. as entered on spare parts list)

a)	Shaft 100				
	Bearing 1	32028X	Item no. 110	≥	71.000 / 7.900
	Bearing 2	32028X	Item no. 110	≥	89.000 / 27.000
b)	Shaft 201				
	Bearing 1	32314	Item no. 210	≥	123.000 / 76.000
	Bearing 2	32314	Item no. 210	≥	70.000 / 96.000
c)	Shaft 301				
	Bearing 1	32311	Item no. 310	≥	76.000 / 250.000
	Bearing 2	32311	Item no. 310	≥	63.000 / 58.000
d)	Shaft 401				
	Bearing 1	33210	Item no. 411	≥	87.000 / 250.000
	Bearing 2	32308	Item no. 410	≥	111.000 / 73.000

6. Static loading capacities S_0

(Loading capacities From CCW / CW rotation Item no. as entered on spare parts list)

a)	Shaft 100				
	Bearing 1	32028X	Item no. 110	≥	8,01 / 6,31
	Bearing 2	32028X	Item no. 110	≥	7,92 / 6,16
b)	Shaft 201				
	Bearing 1	32314	Item no. 210	≥	8,28 / 8,27
	Bearing 2	32314	Item no. 210	≥	7,22 / 7,69
c)	Shaft 301				
	Bearing 1	32311	Item no. 310	≥	13,30 / 14,93
	Bearing 2	32311	Item no. 310	≥	8,97 / 8,74
d)	Shaft 401				
	Bearing 1	33210	Item no. 411	≥	21,59 / 36,57
	Bearing 2	32308	Item no. 410	≥	12,96 / 12,48

Anexo U

Folha de Resultados

Gear unit recalculation for rated operation

MC.P.S05

i_v	= 22.58	K_A	= 1.00	
n_2	= 65,56 1/min	n_1	= 1.480 1/min	Shaft position: 14
M_{k2}	= 10.536 Nm	P_{K1}	= 75 kW	

- a) Output shaft position 4
 $F_{R2} = 40.000 \text{ N}$ ($X=L/2 \text{ mm}$, $\alpha=0^\circ$)
 $F_{A2} = 20.000 \text{ N}$

- b) Input shaft position 1
 $F_{R1} = 0 \text{ N}$
 $F_{A1} = 0 \text{ N}$

1. Gear Safety Factor

a)	Final gear	$i = 3,13$			
	Tooth flank safety	DIN3990	Pinion	1,45	Gear 1,45
	Tooth root safety	DIN3990	Pinion	2,94	Gear 2,52
b)	Gear unit stage 2	$i = 3,125$			
	Tooth flank safety	DIN3990	Pinion	1,49	Gear 1,49
	Tooth root safety	DIN3990	Pinion	2,96	Gear 2,55
c)	Gear unit stage 1	$i = 2,308$			
	Tooth flank safety	DIN3990	Pinion	1,59	Gear 1,59
	Tooth root safety	DIN3990	Pinion	3,28	Gear 2,81

2. Key safety factor acc. to DIN 6892

a)	Customer end	2,58
	Final gear	3,29
b)	Gear 4	1,81
c)	Gear 2	2,22
d)	Stickon Pinion	5,66

3. Safety margin against fatigue

a)	Shaft 100	3,67
	Material	42CrMo4
b)	Shaft 201	2,91
c)	Shaft 301	1,58
d)	Shaft 401	7,06

4. Nominal bearing service life of the gear unit $L_{h\text{ nom}}$

(Bearing service lives From CCW / CW rotation Item no. as entered on spare parts list)

a)	Shaft 100				
	Bearing 1	23028EXP	Item no. 110	≥	208.000 / 154.000
	Bearing 2	32028X/DF	Item no. 110	≥	250.000 / 56.000
b)	Shaft 201				
	Bearing 1	32314	Item no. 210	≥	41.000 / 27.000
	Bearing 2	32314	Item no. 210	≥	26.000 / 32.000
c)	Shaft 301				
	Bearing 1	32311	Item no. 310	≥	22.000 / 98.000
	Bearing 2	32311	Item no. 310	≥	18.000 / 16.000
d)	Shaft 401				
	Bearing 1	33210	Item no. 411	≥	25.000 / 250.000
	Bearing 2	32308	Item no. 410	≥	32.000 / 21.000

5. Bearing service life of the gear unit $L_{h\text{ mod}}$ (aDIN, SEW)

(Bearing service lives From CCW / CW rotation Item no. as entered on spare parts list)

a)	Shaft 100				
	Bearing 1	23028EXP	Item no. 110	≥	250.000 / 250.000
	Bearing 2	32028X/DF	Item no. 110	≥	250.000 / 167.000
b)	Shaft 201				
	Bearing 1	32314	Item no. 210	≥	123.000 / 76.000
	Bearing 2	32314	Item no. 210	≥	70.000 / 96.000
c)	Shaft 301				
	Bearing 1	32311	Item no. 310	≥	76.000 / 250.000
	Bearing 2	32311	Item no. 310	≥	63.000 / 58.000
d)	Shaft 401				
	Bearing 1	33210	Item no. 411	≥	87.000 / 250.000
	Bearing 2	32308	Item no. 410	≥	111.000 / 73.000

6. Static loading capacities S_0

(Loading capacities From CCW / CW rotation Item no. as entered on spare parts list)

a)	Shaft 100				
	Bearing 1	23028EXP	Item no. 110	≥	10,94 / 9,99
	Bearing 2	32028X/DF	Item no. 110	≥	17,44 / 10,81
b)	Shaft 201				
	Bearing 1	32314	Item no. 210	≥	8,28 / 8,27
	Bearing 2	32314	Item no. 210	≥	7,22 / 7,69
c)	Shaft 301				
	Bearing 1	32311	Item no. 310	≥	13,30 / 14,93
	Bearing 2	32311	Item no. 310	≥	8,97 / 8,74
d)	Shaft 401				
	Bearing 1	33210	Item no. 411	≥	21,59 / 36,57
	Bearing 2	32308	Item no. 410	≥	12,96 / 12,48